P. Orlov

# Ingeniería de diseño

1


ИЗДАТЕЛЬСТВО
МИР

П. И. Орлов

# Основы конструирования

Издательство
«Машиностроение»
Москва

P. Orlov

# Ingeniería de diseño

Traducido del ruso por el ingeniero
José Puig Torres

Editorial Mir•Moscú

Impreso en la URSS.

Primera edición 1974
Segunda edición 1985

На испанском языке

# I Principios del diseñado

## 1.1 Problemas del diseñado

El problema fundamental del diseñador reside en construir un equipo que responda lo más enteramente a las necesidades de la economía nacional, que dé el mayor efecto económico y que disponga de los índices más altos técnico-económicos y de explotación.

Los índices principales son: alta productividad; rendimiento económico; resistencia mecánica; fiabilidad; peso mínimo; volumen metálico, dimensiones exteriores, capacidad energética; volumen y precio de coste de los trabajos de reparación, gastos en la mano de obra; elevado recurso de longevidad; largos períodos entre reparaciones; elevado recurso moral y grado de automatización; sencillez y seguridad de servicio; comodidad de manejo (mando), de desmontaje y montaje.

En la construcción de las máquinas es necesario observar las exigencias de la estética industrial. El aspecto exterior de las máquinas debe ser agradable, el acabado clásico y fino.

Naturalmente que el peso específico de cada uno de los factores enumerados depende de la designación de la máquina:

en las máquinas-generadores y en los convertidores de energía está, en primer plano, la magnitud del rendimiento que determina la perfección de la transformación de la energía consumida en útil;

en las máquinas para elaborar, la productividad, el funcionamiento con precisión y sin fallos, el grado de automatización;

en las máquinas herramienta, la productividad, la exactitud de elaboración, la gama de las operaciones a ejecutar;

en la construcción de aparatos, la sensibilidad, la exactitud; la estabilidad de las lecturas;

en la técnica de transporte, particularmente, en la de aviación y en la cohetería, el pequeño peso de la construcción, el alto rendimiento del motor que condiciona el pequeño peso de la reserva de combustible de a bordo.

La economía tiene también una gran significación en la construcción de maquinaria.

El diseñador, al proyectar la máquina debe conseguir, por todos los medios, aumentar su rentabilidad y elevar el efecto económico para todo el período de funcionamiento.

Los procedimientos principales para resolver este problema residen en elevar la eficiencia de la máquina, aumentar su longevidad y reducir los gastos de explotación.

Al mismo tiempo, el constructor debe preocuparse por disminuir el volumen de trabajo en la fabricación, rebajar el precio de coste, reducir los plazos del diseñado, de fabricación y de puesta en punto de las máquinas.

El coste de la producción de la construcción de maquinaria depende del amplio complejo de factores tecnológicos, de organización del proceso de producción, económicos, de tarifa y otros.

En la presente obra se examinan sólo los procedimientos para aumentar la economía y reducir el coste de la producción de maquinaria que están directamente vinculados con el diseñado y dependen de la actividad del constructor.

## 1.2 Fundamentos económicos del diseñado

El factor económico debe desempeñar un papel primordial en el diseñado. Los pormenores de la construcción no deben cubrir el objetivo fundamental del diseñado, esto es, *el aumento del efecto económico de las máquinas.*

Muchos constructores consideran que diseñar económicamente significa disminuir el coste de fabricación de la máquina, evitar soluciones complejas y caras, emplear los materiales más baratos y los procedimientos de elaboración más simples.

Esto es sólo una pequeña parte del problema. La significación principal es que el efecto económico se determina *por la magnitud de la eficiencia de la máquina y por la suma de los gastos de explotación de todo el período de trabajo de la misma*. El coste de la máquina es sólo un componente, y no siempre el principal, de esta suma.

*El diseñado económicamente orientado* debe tener en cuenta todo el complejo de factores que determinan el rendimiento económico de la máquina y apreciar, de modo correcto, la significación relativa de estos factores.

Esta regla frecuentemente se ignora. Tendiendo al abaratamiento de la producción el constructor con frecuencia consigue economía en una dirección, dejando pasar por alto otras vías mucho más efectivas del aumento del rendimiento económico. Es más, la economía parcial, que se efectúa sin tener en cuenta el conjunto de todos los factores, con frecuencia lleva a la disminución del rendimiento económico sumario de las máquinas.

Los factores principales que determinan el rendimiento económico de las máquinas son la magnitud de la eficiencia de la máquina,

la longevidad, la fiabilidad, el coste de la mano de obra, el consumo de energía, el coste de las reparaciones y el coste de la fabricación de la máquina.

### 1.2.1 Rentabilidad de la máquina

*La rentabilidad* $q$ de la máquina se determina por la relación entre la *eficiencia* Ef de la máquina (rendimiento) en un determinado período de tiempo, expresada en rublos, y la *suma de los gastos* G en la explotación durante el mismo período:

$$q = \frac{\mathrm{Ef}}{\mathrm{G}}. \tag{1}$$

Se entiende por eficiencia el coste de la producción que elabora una máquina (el coste de los productos terminados, de los productos semiacabados, de las operaciones intermedias, del trabajo útil que ejecuta una máquina).

La suma de los gastos, en el caso general, consta del coste; de la amortización de la máquina, Am; de la energía consumida, Ec; de los materiales consumidos, Mc; de la mano de obra, Mo; del mantenimiento, Man; de los gastos accesorios, Gac; de la reparación, Rep; del aumento de amortización de toda la fábrica, Af, es decir, $\mathrm{G} = \mathrm{Am} + \mathrm{Ec} + \mathrm{Mc} + \mathrm{Mo} + \mathrm{Man} + \mathrm{Gac} + \mathrm{Rep} + \mathrm{Af}$.

La magnitud $q$ debe ser mayor que la unidad. De lo contrario la máquina trabajará con pérdidas y no tiene sentido su existencia.

### 1.2.2 Efecto económico

*El efecto económico anual $Q$* del trabajo de la máquina (renta anual) es igual a la diferencia de la eficiencia y de la suma de los gastos anuales:

$$Q = \mathrm{Ef} - \mathrm{G} = \mathrm{Ef}\left(1 - \frac{\mathrm{G}}{\mathrm{Ef}}\right) = \mathrm{Ef}\left(1 - \frac{1}{q}\right), \tag{2}$$

donde $q$ es la rentabilidad.

El efecto económico sumario $\sum Q$ en todo el periodo de servicio de la máquina (renta general) es igual a la diferencia de la eficiencia sumaria de la máquina $\sum \mathrm{Ef}$ y de la magnitud total de los gastos $\sum \mathrm{G}$ durante el período de servicio:

$$\sum Q = \sum \mathrm{Ef} - \sum \mathrm{G},$$

o bien

$$\sum Q = \sum \mathrm{Ef} - (\sum \mathrm{Am} + \sum \mathrm{Ec} + \sum \mathrm{Mc} + \sum \mathrm{Mo} + \sum \mathrm{Man} + \sum \mathrm{Gac} + \sum \mathrm{Rep} + \sum \mathrm{Af}). \tag{3}$$

La magnitud $\sum Q$ depende de la duración de la explotación. Introduzcamos las siguientes especificaciones. Sea $H$ el *plazo de funcionamiento de la máquina*, es decir, la duración total (en años) de servicio de la máquina; $h$ la duración de funcionamiento real de la máquina (en años) en todo el período de su servicio. Si suponemos que la máquina trabaja hasta el agotamiento total del recurso físico, es evidente que $h$ representa la *longevidad* de la máquina, esto es, el tiempo total posible de su funcionamiento sin fallos durante todo el período de servicio.

La relación

$$\eta_{ut} = \frac{h}{H} \tag{4}$$

representa el *coeficiente de utilización* de la máquina, que caracteriza la intensidad de su aprovechamiento durante el servicio.

Algunos componentes de la ecuación (3) ($\sum$ Rep, $\sum$ Af) son proporcionales al *plazo de funcionamiento de la máquina*, es decir, $\sum \text{Rep} = H\text{Rep}$, $\sum \text{Af} = H\text{Af}$. Otros ($\sum$Ef, $\sum$ Ec, $\sum$Mo, $\sum$ Man, $\sum$Mc, $\sum$Gac) son proporcionales a la *duración del trabajo efectivo* de la máquina (es decir, con la suposición hecha, a la longevidad de la máquina) y correspondientemente iguales a $\sum \text{Ef} = h\text{Ef}$; $\sum \text{Ec} = h\text{Ec}$, etc.

El coste de la amortización de la máquina, en todo el período de servicio, es igual al coste de la máquina

$$\sum \text{Am} = \text{C}. \tag{5}$$

Sustituyendo en la ecuación (3) los valores de los componentes, tendremos que

$$\sum Q = h\text{Ef} - [\text{C} + h\,(\text{Ec} + \text{Mc} + \text{Mo} + \text{Man} + \text{Gac}) + \text{H}\,(\text{Rep} + \text{Af})].$$

Designemos los gastos proporcionales a la longevidad de la máquina $h$, por $G'$, y los gastos proporcionales al plazo de funcionamiento $H$, por $G''$.

Entonces

$$\sum Q = h\text{Ef} - (\text{C} + h\text{G}' + H\text{G}'') = h\text{Ef} - \left[\text{C} + h\left(\text{G}' + \frac{H}{h}\,\text{G}''\right)\right].$$

Ya que de acuerdo con la ecuación (4) $\frac{H}{h} = \frac{1}{\eta_{ut}}$, entonces

$$\sum Q = h\left(\text{Ef} - \text{G}' - \frac{\text{G}''}{\eta_{ut}}\right) - \text{C}. \tag{6}$$

El efecto económico sumario en función del plazo de funcionamiento $H$ es igual a

$$\sum Q = H\,[\eta_{ut}\,(\text{Ef} - \text{G}') - \text{G}''] - \text{C}. \tag{7}$$

*El plazo de cubrimiento de los gastos de la máquina* $H_{cu}$ se determina como el plazo de servicio, para el cual el efecto económico sumario es igual al coste de la máquina ($\Sigma Q = C$). Sustituyendo esta expresión en la ecuación (7), tendremos

$$H_{cu} = \frac{2C}{\eta_{ut}(Ef - G') - G''}. \quad (8)$$

Al determinar el plazo de cubrimiento de los gastos se pueden menospreciar los gastos en reparaciones (como regla, insignificantes en las primeras fases del trabajo de la máquina).

### 1.2.3 Coeficiente de los gastos de explotación

Llamaremos *coeficiente de los gastos de explotación* la relación de la suma de los gastos en todo el período de servicio de la máquina a su coste

$$k = \frac{\sum G}{C} = \frac{C + h\left(G' + \frac{G''}{\eta_{ut}}\right)}{C} = 1 + \left(G' + \frac{G''}{\eta_{ut}}\right). \quad (9)$$

La ecuación (6) puede representarse en la forma siguiente:

$$\sum Q = h\mathrm{Ef} - kC. \quad (10)$$

La relación, en por ciento, entre el coste de la máquina y el coste de todos los gastos es igual a la recíproca del coeficiente de los gastos de explotación:

$$c = \frac{C}{\sum G} = \frac{1}{k} \cdot 100\%. \quad (11)$$

El coeficiente $k$, como regla, es considerablemente mayor de la unidad y puede alcanzar las magnitudes $10 \div 100$.

Como se ve de la expresión (9) el coeficiente de los gastos de explotación sube a medida que aumenta la longevidad $h$. Correspondientemente baja la parte del coste de la máquina en la suma general de los gastos.

### 1.2.4 Influencia de los factores de explotación en el efecto económico

Por la ecuación (6) se ve que el efecto económico sumario, es decir, la renta total en el curso de trabajo de la máquina es proporcional a la longevidad $h$ de la máquina. Este es tanto mayor cuanto mayor es la eficiencia anual de la máquina Ef y cuanto menor es el coste de la máquina C y los gastos $G'$ y $G''$.

El valor específico de estos factores lo examinaremos en el ejemplo de la máquina herramienta.

En el caso dado, es mejor determinar el *efecto económico puro* $\sum Q'$ que representa el efecto económico sumario, descontando el coste de los materiales

y de la herramienta que se consume. Además, despreciaremos los gastos accesorios de toda la fábrica, difíciles de calcular, limitándonos a los gastos accesorios que están vinculados directamente con el trabajo de la máquina. Los gastos invertidos en el mantenimiento de la máquina herramienta, los incluiremos en el coste de la mano de obra.

Sea el coste de la máquina herramienta C = 1500 rublos y la potencia del motor de accionamiento igual a 10 kW. Esta máquina trabaja dos turnos con un coeficiente de carga de 0,8. Teniendo en cuenta los días de descanso y la jornada reducida en vísperas de los días festivos (75 días al año), el coeficiente de utilización de la máquina es

$$\eta_{ut} = 0{,}8 \cdot \frac{14}{24} \cdot \frac{365-75}{365} \approx 0{,}4.$$

La duración efectiva de trabajo de la máquina en un año es

$$365 \cdot 24 \cdot 0{,}4 \approx 3500 \text{ h/año}.$$

Aceptando que la máquina trabaja a un promedio de 0,75 de la potencia nominal, obtenemos que el consumo anual de energía eléctrica es

$$0{,}75 \cdot 10 \cdot 3500 = 26\,250 \text{ kWh/año}.$$

Siendo el precio de venta de 1 kWh, según la tarifa industrial, 2,5 kopeks, el coste del consumo anual de energía será

$$\mathrm{Ec} = 25\,250 \cdot 0{,}025 \approx 650 \text{ rub/año}.$$

Si se paga anualmente al operador 1500 rublos, siendo dos turnos, el gasto de la mano de obra será

$$\mathrm{Mo} = 2 \cdot 1500 = 3000 \text{ rub/año}.$$

Los gastos accesorios los tomamos iguales al 25% del coste de la mano de obra:

$$\mathrm{Gac} = 0{,}25 \cdot 3000 = 750 \text{ rub/año}.$$

Supongamos que los gastos sumarios en la reparación, al final del plazo de servicio, son iguales al coste de la máquina, esto es,

$$\sum \mathrm{Rep} = \mathrm{C}.$$

El efecto económico sumario, en función plazo de servicio es

$$\sum Q = H\,[\mathrm{Ef} - (\mathrm{Ec} + \mathrm{Mo} + \mathrm{Gac})] - \Sigma\,\mathrm{Rep} - \mathrm{C} = H\,[\mathrm{Ef} - (650 + 3000 + 750)] - 1500 - 1500 = H\,(\mathrm{Ef} - 4400) - 3000. \quad (12)$$

Para determinar la magnitud de la eficiencia, supongamos que la rentabilidad de la máquina, referida a la suma de los gastos Ec, Mo y Gac, es igual a

$$q = \frac{\mathrm{Ef}}{\mathrm{Ec} + \mathrm{Mo} + \mathrm{Ec}} = 1{,}6.$$

Entonces

$$\mathrm{Ef} = 1{,}6\,(650 + 3000 + 750) \approx 7050 \text{ rub/año}$$

y la ecuación (12) toma la forma siguiente:

$$\sum Q' = H\,(7050 - 4400) - 3000 = H\,2650 - 3000.$$

Sobre la base de la ecuación (12), seguiremos el cambio del efecto económico con el aumento del plazo de servicio, eficiencia de la máquina, así como con el cambio del coste de la máquina, de la mano de obra y de la energía. El plazo de servicio inicial lo consideraremos $H = 2{,}5$ años, que para el coeficiente aceptado de utilización de la máquina corresponde a la longevidad $h = 1$ año.

En la tabla 1 y en la fig. 1 se dan los resultados del cálculo para los plazos de servicio $H = 2{,}5 \div 25$ años.

Sobre la base de estos datos pueden hacerse las siguientes deducciones.

El efecto económico crece bruscamente con el aumento de $h$, esto es, siendo $\eta_{ut}$ = const, con el aumento de $H$. Si se toma el efecto económico para el plazo de servicio $H = 2{,}5$ años por unidad, entonces para $H = 10$ años, el efecto económico crece 6,5 veces, y para $H = 25$ años, 17,5 veces.

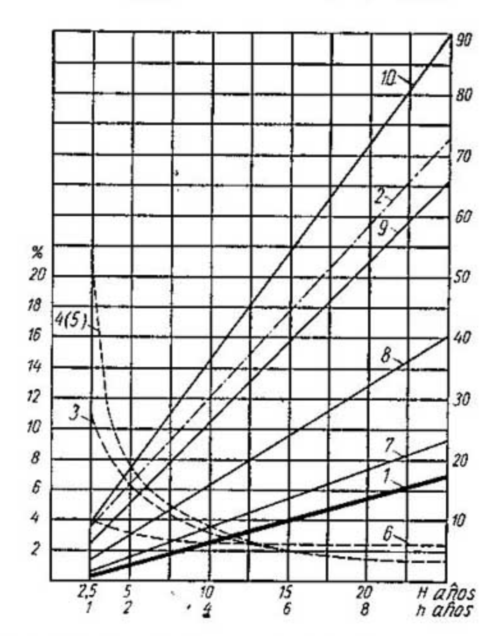



**Fig. 1.** Cambio del efecto económico total en función de la duración de servicio $H$ de la máquina:

1 — relación $\sum Q/\sum Q_{2,5}$ para la magnitud inicial de la eficiencia y el coste inicial de la mano de obra; 2 — coeficiente de los gastos de explotación; 3 — relación del coste de la máquina al coste de los gastos de explotación; 4 — aumento del efecto económico al disminuir el coste de la máquina dos veces; 5 — disminución del efecto económico al aumentar el coste de la máquina 1,5 veces; 6 — aumento del efecto económico al aumentar el rendimiento de la máquina un 10%; 7 — relación $\sum Q/\sum Q_{2,5}$, al disminuir el coste de la mano de obra un 30%; 8 — relación $\sum Q/\sum Q_{2,5}$ al aumentar la eficiencia 1,5 veces, 9 — relación $\sum Q/\sum Q_{2,5}$ al aumentar la eficiencia 2 veces; 10 — relación $\sum Q/\sum Q_{2,5}$ al reducir el coste de la mano de obra un 30% y aumentar la eficiencia 2 veces

El coeficiente de los gastos de explotación crece con el aumento del plazo de servicio desde el valor inicial $k = 9$ hasta $k = 73$, siendo $H = 25$ años. Respectivamente baja la relación del coste de la máquina a la suma de los gastos

*Tabla 1*

**Efecto económico en dependencia del plazo de servicio y los factores de explotación**

| Indices económicos | Plazo de servicio $H$, en años | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 2,5 | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 |
| | Longevidad $h$ (siendo $\eta_{ut} = 0,4$), en años | | | | | |
| | 1 | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 |
| Efecto económico $\sum Q$, en rub | 3625 | 10 250 | 23 500 | 36 750 | 50 000 | 63 250 |
| Aumento de $\sum Q$ en comparación con $\sum Q_{2,5}$ . . . . . . . . . . | 1 | 2,82 | 6,48 | 10,2 | 13,75 | 17,4 |
| Coeficiente $k$ de los gastos de explotación . . . . . . . . . . . . | 9 | 16,2 | 30,4 | 44,3 | 58,8 | 73 |
| Relación del coste de la máquina a la suma de los gastos de explotación, en % . . . . . . . | 11 | 6,15 | 3,3 | 2,25 | 1,7 | 1,4 |
| Aumento del efecto económico, en %: . . . . . . . . . . . . . . | | | | | | |
| al reducir el coste de la máquina el doble . . . . . . | 20,5 | 7,5 | 3,8 | 2 | 1,5 | 1,25 |
| al aumentar el rendimiento de la máquina, en un 10% . . | 4 | 3 | 2,5 | 2,45 | 2,4 | 2,35 |
| Disminución del efecto económico (en %) al aumentar el costo de la máquina, en 1,5 veces . . . | 21 | 7,3 | 3,2 | 2 | 1,5 | 1,2 |
| Aumento del efecto económico ($\sum Q / \sum Q_{2,5}$): | | | | | | |
| al reducir el coste de la mano de obra, en un 30% . . . | 1,62 | 4,05 | 9 | 13,9 | 18,8 | 23,7 |
| al aumentar la eficiencia, en 1,5 veces . . . . . . . . . | 3,3 | 7,4 | 15,7 | 24 | 32,2 | 40,5 |
| al aumentar 2 veces la eficiencia . . . . . . . . . . . . | 5,9 | 12,5 | 26 | 39,2 | 52,5 | 66 |
| al aumentar simultáneamente la eficiencia en 2 veces y reducir el coste de la mano de obra, en un 30% . . . | 9,6 | 18 | 36,5 | 54,5 | 71,5 | 90 |

de explotación. Esta relación, igual a un 11% para el plazo inicial de servicio, con el aumento del plazo de servicio más de 10 años, disminuye hasta un valor insignificante (3—1,5%).

*La disminución del coste de la máquina* influye perceptiblemente en el efecto económico sólo para plazos pequeños de servicio. Así, la disminución del coste de la máquina dos veces (la magnitud es muy considerable), que siendo $H = 2,5$ años provoca el aumento del efecto económico en un 20,5%, para un plazo de servicio mayor de 10 años, eleva el efecto económico sólo en un 3,5—1%.

Es válida también la deducción inversa: el aumento del coste de la máquina para grandes plazos de servicio se refleja muy poco en la magnitud del efecto económico. Por ejemplo, el aumento del coste de la máquina 1,5 veces, que para $H = 2,5$ años provoca la disminución del efecto económico en un 21%, para plazos de servicio mayores de 10 años, reduce el efecto económico sólo en un 3—1%.

Por consiguiente, el aumento del coste de la máquina *orientado a elevar su longevidad*, está plenamente justificado, ya que la ventaja del aumento de la longevidad supera en mucho la reducción del efecto económico condicionado por el aumento del coste de la máquina. Así, el aumento de la longevidad inicial en 6 veces, acompañado por la elevación del coste de la máquina incluso el doble, da un aumento del efecto económico en $\frac{10,2}{1,04} \approx 10$ veces.

*El aumento del rendimiento* (reducción de los gastos en energía), en el caso considerado influye insignificantemente. Por ejemplo, el aumento del rendimiento en un 10% condiciona, siendo $H = 2,5$ años, el aumento del efecto económico en un 4% y, siendo $H > 10$ años, en 2,5% por término medio.

*La reducción del coste de la mano de obra* que se consigue por medio de la automatización, del trabajo simultáneo en varias máquinas, etc., aumenta intensamente el efecto económico. La disminución de los gastos en la mano de obra, en el entretenimiento y los gastos accesorios que les acompaña, en un 30%, aumenta el efecto económico, siendo $H = 10$ años, en 9 veces y, siendo $H = 25$ años, en 23,7 veces.

*El aumento de la eficiencia de la máquina* es muy efectivo. Al aumentarla 1,5 veces el efecto económico crece 15,7 veces, siendo $H = 10$ años y 40,5 veces, siendo $H = 25$ años, al tiempo que al aumentarla dos veces, el efecto económico crece 26 y 66 veces respectivamente.

El efecto económico crece muy intensamente *al aumentar en conjunto la longevidad y la eficiencia de las máquinas y al disminuir los gastos en la mano de obra*. Así, al aumentar 6 veces la longevidad y dos veces la eficiencia, disminuyendo al mismo tiempo los gastos en la mano de obra en un 30%, el efecto económico crece 36,5 veces, siendo $H = 10$ años y 90 veces, siendo $H = 25$ años.

El efecto de aumentar la longevidad y la eficiencia de la máquina en el caso considerado es tan enorme que borra completamente la influencia de los demás factores, por ejemplo, el coste de la máquina y los gastos en la energía.

El cálculo aportado es esquemático. Además de las presuposiciones simplificadoras mencionadas más arriba, en él no se ha tenido en cuenta la dinámica del cambio de los factores de explotación (por ejemplo, la probable baja del coste de la energía en el curso del tiempo, la caída de la productividad de la máquina herramienta, a medida que se desgasta). Sin embargo, éste da una representación clara sobre la influencia que ejercen los gastos de explotación en el efecto económico para el caso de las máquinas para elaborar.

En otras categorías de máquinas y con otra estructura de los gastos de explotación, puede ser otra la influencia de los distintos factores, en el efecto económico.

Tomemos, por ejemplo, el coste de la mano de obra. Existe una

amplia categoría de máquinas (máquinas herramienta no automatizadas; automóviles; máquinas de construcción de carreteras, de construcción de edificios, agrícolas y otras semejantes) que no pueden funcionar sin operador permanente. Aquí los gastos en la mano de obra son relativamente altos y es difícil reducirlos esencialmente. Correspondientemente no es grande el valor del coste de la máquina en la suma de los gastos de explotación, como se demostró en el ejemplo anterior.

En las máquinas que pueden funcionar mucho tiempo sin la participación del operador (motores eléctricos, generadores eléctricos, bombas, compresores, etc.), los gastos en la mano de obra constan sólo del coste para el mantenimiento periódico y la observación de su funcionamiento.

Al número de máquinas, en las cuales los gastos en la mano de obra son mínimos, pertenecen las máquinas semiautomáticas y las automáticas. En esta categoría de máquinas la importancia relativa del coste de la máquina es bastante más alta.

El consumo de energía tampoco es igual para las máquinas de las distintas categorías. En las máquinas térmicas el factor de consumo de energía relega a segundo plano el coste de la máquina y, a veces, también el coste de la mano de obra.

Hay máquinas en las que el gasto de energía es insignificante, debido al alto rendimiento (los generadores eléctricos, los reductores, etc). Si además tampoco es grande el gasto en la mano de obra, el coste de la máquina adquiere una significación dominante.

El coste de la máquina, en otras condiciones iguales, depende en grado decisivo de la producción en serie. En la producción en gran escala el coste de la máquina es pequeño y su importancia en los gastos de explotación es aún menor que en las máquinas de producción en serie pequeña o, mucho más, de producción por unidades.

En las máquinas de algunas clases tienen gran significación los gastos en la amortización, entretenimiento y reparación de los edificios y obras fabriles. Estos gastos pueden sobrepasar en mucho los gastos vinculados con la explotación de las máquinas.

El cálculo económico, semejante al aportado más arriba, permite en cada caso por separado, determinar la estructura de los gastos de explotación, la importancia relativa de sus componentes y establecer los fundamentos del diseñado racional de la máquina desde el punto de vista económico.

Como regla general, el efecto económico depende en mayor grado de la magnitud de la *eficiencia y longevidad de la máquina.* Estos factores deben estar en el centro de atención, cuando se diseñan las máquinas. Tanta gran significación tiene la *fiabilidad* que determina junto con la longevidad el volumen y el coste de las reparaciones que se realizan durante el curso de servicio de la máquina. En el ejemplo antecedente, la importancia del coste de las reparaciones está algo

difuminada por que en el cálculo se ha aceptado un coste moderado de la reparación igual durante todo el período de explotación, al coste de la máquina. En otras palabras, el coste de la reparación se ha aceptado tal, como *debe ser* para una construcción correcta de la máquina y una explotación racional.

En la práctica los gastos en la reparación pueden alcanzar una magnitud muy grande, sobrepasando en algunos casos varias veces el coste de las máquinas. A veces, los gastos en la reparación absorben una gran parte de los beneficios producidos por la máquina, lo que hace no rentable la explotación de la misma.

En la actualidad, el problema de turno es el paso a la explotación *sin reparación*.

Por explotación sin reparación se entiende:

la eliminación de la reparación *general*;

la eliminación de la reparación de *restauración* y su *sustitución por la reparación* por módulos que se realiza por el cambio de las piezas, grupos y conjuntos desgastados;

la eliminación de las reparaciones *accidentales* condicionadas por la rotura y desgaste de las piezas, mediante la realización sistemática de las *reparaciones planificadas preventivas*.

El paso al funcionamiento sin reparaciones es un problema complejo. Las premisas de la solución de este problema son:

el aumento del plazo de servicio de las piezas que se desgastan;

la construcción de la máquina por el principio de unidad, que permite el cambio independiente de las parejas de piezas y conjuntos desgastados;

la creación en las máquinas de superficies fijadoras indesgastables que sirvan de bases, al colocar las piezas intercambiables.

Las medidas constructivas deben acompañar a las técnicas de organización, de las cuales la principal es la organización de la *fabricación centralizada de piezas y conjuntos de repuesto*.

De lo dicho, de ningún modo se deduce que el constructor puede prestar menos atención al problema de la disminución del precio de coste de las máquinas. Tal deducción sería profundamente errónea. Como se demostró, la importancia del factor de coste depende de la categoría de las máquinas y puede ser considerable en las máquinas con pequeño consumo de energía y gastos en la mano de obra, como también en las máquinas con relativamente pequeño plazo de servicio. Es necesario sólo apreciar correctamente la significación de este factor entre los otros factores del aumento del rendimiento económico y saber desistir a él en los casos en que la disminución del coste entra en contradicción con las exigencias del aumento de la eficiencia, longevidad y fiabilidad.

Cabe señalar que junto con la disminución del coste *individual* de las máquinas existe un procedimiento más efectivo de reducción del coste de la producción de maquinaria en total, es decir, la reducción de la *nomenclatura* de los objetos de producción por medio de la elección del mejor tipo de máquinas y la satisfacción de las necesidades de la economía nacional, con el menor número de sus dimensiones tipo (véase la pág. 68).

La solución de todos los problemas enumerados más arriba debe ser la base de la actividad del constructor que, en primer lugar, debe

dar tono a la política de la construcción de maquinaria, en segundo lugar, crear una construcción que asegure el aumento de la efectividad económica de la máquina, la disminución de los gastos de explotación y reducir el coste de la producción de maquinaria en total.

### 1.2.5 Influencia de la longevidad en los efectivos del parque de máquinas

El aumento de la longevidad es un procedimiento efectivo y económico del aumento del *número* de máquinas que se encuentran simultáneamente en servicio.

El número $N$ de máquinas que actúan en cada momento dado es proporcional al producto de su longevidad $h$ por la producción $n$ de unidades/año durante el tiempo precedente.

Como ejemplo, analicemos el caso, cuando la producción anual es constante e igual a $n = 100$. Supongamos que la longevidad de las máquinas que se fabrican es $h = 3$ años; las máquinas funcionan ininterrumpidamente, es decir, el plazo de su servicio es igual a la durabilidad.

En el diagrama de la fig. 2, *a* se da el cuadro de la utilización de las máquinas por años. La cantidad de producción anual se representa en el diagrama con rectángulos ennegrecidos. La suma de los rectángulos por la horizontal muestra la duración de servicio de las máquinas, que en el caso dado es igual a tres años; la suma de los rectángulos por la vertical representa la cantidad de grupos de máquinas de distintos años de producción que se encuentran a un mismo tiempo en explotación. Para una producción anual y longevidad constantes, aquélla para cualquier año numéricamente es igual a la longevidad ($h = 3$).

Por consiguiente, el número total del parque de máquinas efectivo en cada año es

$$N = hn = 3 \cdot 100 = 300.$$

Supongamos ahora que desde 1966, la fábrica constructora ha aumentado la longevidad de las máquinas el doble (rectángulos rayados). La duración de servicio de las máquinas, representada por la suma de rectángulos ennegrecidos y rayados por las columnas horizontales del diagrama, resulta igual a $h' = 6$ años. Los efectivos del parque de máquinas desde 1970 crece y en 1972 se estabiliza, permaneciendo todos los años siguientes constante e igual a 600 máquinas, esto es, igual al producto de la nueva longevidad por la cantidad de la producción anual:

$$N' = h'n.$$

De este modo, con una misma cantidad de producción anual de máquinas, al aumentar dos veces la longevidad, aumenta en la misma cantidad los efectivos del parque de máquinas y, por consi-

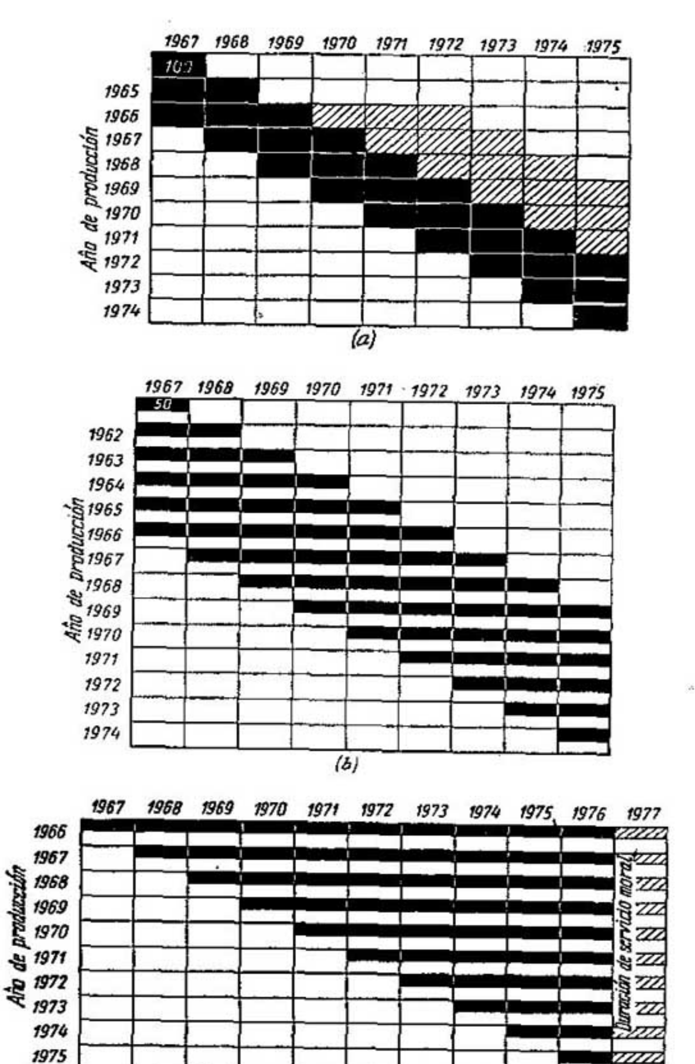



Fig. 2. Diagramas de explotación de las máquinas:
$a$ — siendo $\eta_{ut} = 1$; $b$ — siendo $\eta_{ut} = 0,5$; $c$ — siendo $\eta_{ut} = 0,3$

2—976

guiente, el volumen de la producción industrial anual (y la sumaria en todo el período de servicio de las máquinas).

Analicemos el caso en que las máquinas se utilizan en el curso del tiempo de trabajo no completo, es decir, cuando el plazo de funcionamiento de la máquina se alarga en comparación con el recurso puesto en ella de longevidad (fig. 2, *b*).

El plazo de funcionamiento $H$ es igual al cociente de la división de la longevidad $h$ entre el coeficiente de utilización $\eta_{ut}$ que tiene en cuenta todos los tipos de paros forzados y planificados

$$H = \frac{h}{\eta_{ut}}.$$

Si como antes se acepta $h = 3$, y $\eta_{\mu t} = 0{,}5$, el plazo de funcionamiento de la máquina es $H = \frac{3}{0{,}5} = 6$ años.

La reducción del grado de utilización de las máquinas es equivalente a la disminución del número de máquinas que funcionan simultáneamente. En nuestro caso ($\eta_{ut} = 0{,}5$), esta reducción se expresa en el diagrama por la disminución doble de la altura de los rectángulos ennegrecidos. El número de máquinas que trabajan simultáneamente en el curso de un año de la producción de un mismo año resulta igual a 50.

El número de grupos de máquinas de distinto año de producción que se encuentran simultáneamente en explotación es igual a la suma de los rectángulos por las columnas verticales del diagrama. Con las suposiciones iniciales ($n =$ const, $H =$ const) éste, para cualquier año, es igual numéricamente al plazo de funcionamiento ($h = 6$).

El número total $N$ del parque anual es igual al producto del plazo de funcionamiento por el número efectivo de máquinas de cada grupo que trabajan al mismo tiempo ($n_{efec} = \eta_{ut}$):

$$N = Hn\eta_{ut}.$$

Pero

$$H = \frac{h}{\eta_{ut}}.$$

Por consiguiente,

$$N = hn.$$

En el caso considerado $N = 3 \cdot 100 = 300$.

Esta deducción es fácil de comprobar sumando el número de máquinas por las columnas verticales del diagrama ($N = H \cdot 50 = 6 \cdot 50 = 300$).

De este modo, el número del parque anual efectivo de máquinas *no depende del coeficiente de utilización n y del plazo de funcionamiento* y se determina sólo por la *longevidad* de las máquinas y por la cantidad de su producción anual.

Esta deducción, claro está, es justa con la condición de que el plazo total de servicio de la máquina se encuentra en los límites de la longevidad moral. Si

la duración de servicio de la máquina *está limitada por el envejecimiento moral*, el cuadro varía bruscamente: la máquina no tiene tiempo de trabajar el recurso puesto en ella de longevidad y se tiene que retirar de la producción antes del plazo señalado, perdiendo con esto la producción que podía haber dado si se hubiera utilizado plenamente su durabilidad en un plazo más conciso.

Demostremos esto en un ejemplo (fig. 2, *c*). Sea la longevidad de las máquinas igual a 6 años. Supongamos que debido al pequeño coeficiente de trabajo por turnos, de los paros prolongados forzados, etc., las máquinas se utilizan en cada momento dado el 30%. Para el plazo de funcionamiento correspondiente a la plena utilización de la longevidad, esto es, siendo $H = \frac{6}{0,3} = 20$ años, la máquina, como es evidente de lo antecedente, entrega una producción igual a 6A ($A$ es la producción anual). Siendo la producción anual $h = 100$ la eficiencia sumaria de las máquinas de un ano de producción es de $600A$ y en 10 años (1966-1975), de $6000A$.

Supongamos que el límite de longevidad moral es de 10 años. Esto significa que en 1976, pasados 10 años después de iniciar la producción, las máquinas se deben retirar de la explotación. Hasta este tiempo, las máquinas producidas en 1966 pueden producir sólo el 50% del volumen potencial de su producción ($0,5 \cdot 600A = 300A$), en 1967, un 45%, en 1968, un 40%, etc. La producción sumaria de las máquinas de todas las producciones (1966—1975) es de $1650A$, es decir, $\frac{1650}{6000} \cdot 100\% = 27,5\%$ de la producción que éstas podían haber fabricado si hubieran trabajado todo el recurso de longevidad. De este modo, el límite impuesto por la longevidad moral reduce bruscamente la magnitud de la eficiencia sumaria de las máquinas. En el caso considerado, la producción de las máquinas condenadas en un futuro próximo a envejecer moralmente, conduce a enormes pérdidas.

Los casos analizados se refieren a los más sencillos. Al cambiar anualmente el volumen de la producción y la longevidad, el cuadro se complica. Sin embargo, la regularidad común sigue en vigor: el aumento de la longevidad (en los límites del plazo de longevidad moral) siempre va acompañado del aumento, en los años siguientes, del número efectivo del parque de máquinas proporcional al volumen de producción anual y a la magnitud de la durabilidad.

### 1.2.6 Influencia de la longevidad en el volumen de la producción

Examinemos el problema sobre la magnitud de la producción que da un grupo de máquinas que se encuentra en explotación a un mismo tiempo.

El volumen sumario de producción que da una máquina en todo el período de su servicio $H$, en expresión monetaria es igual al producto de la eficiencia anual Ef por la duración efectiva de su trabajo:

$$\sum S = \mathrm{Ef} H \eta_{ut}.$$

En la suposición de que la máquina trabaja el recurso total de longevidad ($H\eta_{ut} = h$):

$$\sum S = \mathrm{Ef} h. \tag{13}$$

El volumen anual de producción del grupo de máquinas que actúan es igual al producto de la eficiencia anual de cada máquina por el coeficiente de utilización $\eta_{ut}$ y el número $N$ de máquinas que se encuentran a un mismo tiempo en funcionamiento:

$$\sum S_{\text{año}} = \text{Ef}\eta_{ut}N. \tag{14}$$

El número de máquinas que actúan en cada intervalo dado de tiempo es igual al producto del número $n$ de producción anual de máquinas por el plazo $H$ de servicio de las mismas

$$N = nH.$$

Sustituyendo esta expresión en la fórmula (13), tendremos que

$$\sum S_{\text{año}} = \text{Ef}nH\eta_{ut} = \text{Ef}nh. \tag{15}$$

Por consiguiente, tanto el volumen sumario de producción dada por la máquina durante el plazo de su servicio [ecuación (13)], como el volumen anual de producción del grupo de máquinas que trabaja a un mismo tiempo [ecuación (15)] *son proporcionales al producto de la eficiencia anual por la longevidad de la misma.*

El aumento de la longevidad, por ejemplo, dos veces, condiciona el aumento del volumen de producción anual en el doble. Al aumentar simultáneamente dos veces la eficiencia el volumen de producción crece 4 veces. Si el volumen de producción anual *está prefijado*, el aumento de la longevidad y eficiencia permite reducir proporcionalmente el producto $nh$ de la producción anual de las máquinas, con ventaja esencial en el coste sumario de la producción y de la mano de obra, con un aumento general del efecto económico.

Haciendo uso de los valores numéricos del ejemplo analizado anteriormente (véase la pág. 9) de la máquina herramienta, calculemos la elevación del efecto económico al reducir la producción de las máquinas a cuenta del aumento de su durabilidad y eficiencia.

Supongamos que el volumen necesario de la producción anual se asegura con la producción anual de 100 máquinas con un plazo de servicio $H = 5$ años y una eficiencia anual Ef = 7050 rub/año. Al aumentar el doble el plazo de servicio ($H = 10$ años) y la eficiencia (Ef = 14 100 rub/año) la producción anual de máquinas indispensable para la fabricación del volumen prefijado de producción anual se reduce hasta 25 máquinas/año.

Conforme a la ecuación (12) la eficiencia de la máquina en el período de su servicio es

$$\sum \text{Ef} = H\text{Ef}.$$

Para 100 máquinas con un plazo de funcionamiento $H = 5$ años y una eficiencia Ef = 7050 rub/año, la eficiencia sumaria es

$$\sum \text{Ef}_{100} = 100 \cdot 500 \cdot 7050 = 3\,525\,000 \text{ rublos}.$$

Los gastos en el período de servicio de la máquina [ecuación (12)] son

$$\sum \text{G} = H\,(\text{Ec} + \text{Mo} + \text{Gac}) + \sum \text{Rep} + \text{C}.$$

Tomando los valores numéricos del ejemplo precedente (Ec = 650 rub/año, Mo = 3000 rub/año, Gac = 750 rub/año, $\sum$ Rep = C = 1500 rublos), obtenemos

$$\sum G = 5\,(650 + 3000 + 750) + 1500 + 1500 = 25\,000 \text{ rublos.}$$

El gasto sumario para 100 máquinas es

$$\sum G_{100} = 100 \cdot 25\,000 = 2\,500\,000 \text{ rublos.}$$

El efecto económico sumario para 100 máquinas es

$$\sum Q_{100} = \sum Ef_{100} - \sum G_{100} = 3\,525\,000 - 2\,500\,000 = 1\,025\,000 \text{ rublos.}$$

El precio de las máquinas con un plazo de servicio $H = 10$ años y una eficiencia Ef = 14 100 rub/año, lo tomamos igual al coste doble de las máquinas de partida (C′ = 2C = 3000 rublos). Considerado que la complejidad de la reparación aumenta proporcionalmente al precio de la máquina, obtenemos $\sum$ Rep′ = 2C = 3000 rublos.

Entonces los gastos durante el período de servicio de la máquina son

$$\sum G' = H'\,(Ec + Mo + Gac) + \sum Rep' + C' = 10\,(650 + 3000 + 750) + 3000 + 3000 = 50\,000 \text{ rublos.}$$

El gasto sumario para 25 máquinas es

$$\sum G_{25} = 25 \cdot 50\,000 = 1\,250\,000 \text{ rublos.}$$

La eficiencia sumaria de 25 máquinas de elevada longevidad y eficiencia conforme a la condición inicial queda igual que para 100 máquinas:

$$\sum Ef_{25} = 25 \cdot 10 \cdot 14\,100 = 3\,525\,000 \text{ rublos.}$$

El efecto económico sumario para 25 máquinas es

$$\sum Q_{25} = \sum Ef - \sum G_{25} = 3\,525\,000 - 1\,250\,000 = 2\,275\,000 \text{ rublos.}$$

De este modo, al cambiar 100 máquinas por 25 de longevidad y eficiencia elevadas el efecto económico crece, pese al aumento doble de su coste, en $\frac{2\,750\,000}{1\,025\,000} = 2{,}2$ veces.

El cuadro varía poco, si se toma el gasto de energía proporcional a la eficiencia, es decir, si se supone que Ec′ = 2Ec = 1300 rub/año. En este caso

$$\Sigma\, G' = 10\,(1300 + 3000 + 750) + 6000 = 56\,500 \text{ rublos.}$$

Para 25 máquinas

$$\sum G_{25} = 25 \cdot 56\,500 = 1\,412\,500 \text{ rublos.}$$

El efecto económico sumario es

$$\sum Q_{25} = 3\,525\,000 - 1\,412\,500 = 2\,112\,500 \text{ rublos,}$$

es decir, crece en comparación con el efecto económico inicial para 100 máquinas en $\frac{2\,112\,500}{1\,025\,000} = 2{,}05$ veces.

### 1.2.6.1 Deducciones

Deducción general: el aumento de la eficiencia y de la longevidad de las máquinas es el procedimiento más efectivo y ventajoso para aumentar el volumen de producción industrial y elevar su efecto económico.

El aumento de la longevidad permite reducir proporcionalmente la producción anual de máquinas sin bajar el volumen de producción industrial, disminuyendo el coste total de la fabricación de las máquinas, reduciendo considerablemente los gastos de explotación y elevando el efecto económico sumario.

Es justa también la deducción inversa: el aumento de la longevidad de las máquinas, con el mismo volumen de producción de máquinas, las mismas capacidades y gastos de producción en la fabricación de las mismas, permite aumentar proporcionalmente el pertrechamiento de la economía nacional con máquinas y elevar el volumen de producción industrial.

Es evidente que el aumento de la longevidad, como procedimiento para aumentar los efectivos del parque de máquinas, elevar el volumen de producción y la saturación energética de la economía nacional es incomparablemente más ventajoso que el simple aumento de la producción de máquinas sin ir acompañado del aumento de su longevidad.

El aumento de la producción de máquinas se consigue introduciendo nuevas empresas, ampliando las áreas y la maquinaria de las empresas existentes o (el procedimiento más racional en el sentido económico) aumentando el volumen de producción de la maquinaria disponible por medio de la intensificación del proceso de produción. En los casos primero y segundo suben los gastos en la fabricación de las máquinas. En todos los casos crecen los gastos de explotación en virtud del aumento del número de máquinas que funcionan.

El aumento de la eficiencia y longevidad de las máquinas, como regla, va acompañado sólo de un aumento relativamente pequeño del precio de las máquinas y, al mismo tiempo, reduce los gastos de explotación. El resultado final es el mismo: aumento del número efectivo del parque de máquinas actuantes y aumento del volumen de producción industrial, pero con gastos incomparablemente menores y con un crecimiento considerable general del efecto económico.

La política razonable de la construcción de maquinaria consiste en *combinar* el aumento de la producción numérica con la elevación de la eficiencia y longevidad de las máquinas, y en los casos necesarios también moderar la producción numérica, dando preferencia al procedimiento más ventajoso de aumentar la eficiencia y la longevidad de las máquinas.

De lo dicho se saca también otra deducción. El aumento de la producción anual de máquinas aún no significa el aumento del número de máquinas efectivas y el volumen de producción industrial. Las cifras del crecimiento de la producción anual de máquinas no tienen valor como índice del crecimiento de la economía,

si éstas no van acompañadas de datos objetivos sobre la longevidad y la calidad de la producción.

Estas cifras pueden significar: *progreso*, si la longevidad de las máquinas se conserva a un nivel constante o aumenta; *estancación*, si la longevidad baja en la misma proporción que crece la producción; *regreso*, si la longevidad de las máquinas disminuye en una proporción más intensa que el crecimiento de su producción.

### 1.2.7 Eficiencia

La eficiencia se expresa por el coste de la producción o por el trabajo útil que cumple una máquina en la unidad de tiempo. La magnitud de la eficiencia depende de la *productividad* de la máquina, es decir, del número de operaciones (o unidades de trabajo) que produce ella en la unidad de tiempo y del *precio* de las operaciones (de las unidades de trabajo).

El aumento de la eficiencia es un problema complejo, cuya solución depende en mucho de la explotación correcta. Para los automóviles, por ejemplo, los medios de explotación para aumentar la eficiencia residen en reducir los recorridos en vacío (sin carga), en aumentar la velocidad técnica de marcha, en aumentar la utilización de la carga (empleo de remolques), etc. La productividad de las máquinas para elaborar se aumenta con la intensificación de las operaciones tecnológicas, aplicando aditamentos y equipo especial.

En lo fundamental, este problema se debe resolver con medidas *constructivas*. A la máquina se le debe dar la mayor productividad posible, concordada con las exigencias reales de la producción y con las perspectivas de su desarrollo. Los órganos de trabajo de la máquina conviene calcularlos al máximo volumen de operaciones con la elección correspondiente de su cinemática, capacidad, resistencia y rigidez.

Los procedimientos principales para aumentar la productividad de las máquinas son:

aumento del número de operaciones realizadas simultáneamente sobre la pieza;

aumento del número de piezas que se elaboran a un mismo tiempo;

automatización del proceso tecnológico.

El primer procedimiento ha adquirido la expresión más plena en la construcción de las *máquinas para trabajar metales para operaciones múltiples* que permiten elaborar la pieza a un mismo tiempo por todas las superficies o por varias. Como otro ejemplo nos pueden servir los tornos automáticos de cuchillas múltiples.

Los representantes de la segunda orientación son las *máquinas de rotor*, en las que se elaboran a un mismo tiempo un gran número de piezas. Otro ejemplo es la elaboración en grupo de varias piezas simultáneamente en aditamentos de puestos múltiples.

Se llaman máquinas de rotor las de tipo carrusel, en las que cada pieza u objeto que se somete a determinadas operaciones o a un complejo de operaciones se coloca en el carrusel, se fija en el elemento de operación (bloque, mandril, husillo) y se elabora mientras gira el carrusel, en el curso de una revolución completa.

Las máquinas de rotor son de alta productividad (los rellenadores de carrusel con 40—60 husillos dan hasta 1500 rellenos por minuto).

La alta productividad de estas máquinas es debido a: la continuidad de su funcionamiento y la ejecución de la operación tecnológica simultáneamente en varios objetos. El número de estos últimos que pasa a un mismo tiempo una operación es

$$z = \alpha i,$$

donde $i$ es el número de bloques de operaciones colocados en la circunferencia del rotor;
$\alpha$, parte de la circunferencia, en la que transcurre la operación de elaboración.

La productividad de la máquina de rotor es

$$Q = in \text{ piez/min},$$

donde $n$ es el número de revoluciones del rotor por minuto;
$i$ es el número de bloques de operaciones colocados en el rotor.

El número de revoluciones del rotor depende de la duración de la operación en el objeto (*del tiempo de fase*):

$$n = \frac{\alpha}{t_{fas}},$$

donde $t_{fas}$ es el tiempo de fase, en min;
$\alpha$, la parte de la circunferencia, en la cual transcurre la operación de elaboración (corrientemente $\alpha = 0{,}65 \div 0{,}75$).

Por consiguiente,

$$Q = i\frac{\alpha}{t_{fas}} \text{ piez/min}.$$

Como se ve de esta expresión, la productividad de la máquina de rotor puede elevarse:

disminuyendo el tiempo de fase (aceleración de la operación ejecutada en el objeto);

aumentando el número de bloques de operaciones.

Las posibilidades del primer procedimiento están limitadas; el segundo procedimiento permite aumentar la productividad prácticamente cuanto se quiera. Limitan sólo las operaciones de carga y descarga de las piezas.

Las máquinas de rotor se agregan bien en las líneas de producción automáticas, son de alta productividad, compactas y económicas (gracias a la reducción del consumo de energía en la transportación de las piezas de una máquina a otra).

## 1.3 Longevidad

La longevidad de una máquina, lo mismo que la eficiencia, depende mucho de las condiciones y del nivel técnico de la explotación. El cuidado minucioso de la máquina, el entretenimiento calificado, la profiláctica a su debido tiempo y la prevención de sobrecargas puede aumentar la longevidad de la máquina.

No obstante, lo que decide la longevidad es la *construcción* correcta de la máquina.

### 1.3.1 Criterios de longevidad

*La longevidad de la máquina es el tiempo total que ésta puede funcionar a un régimen nominal en condiciones de explotación normal sin reducción esencial de los fundamentales parámetros previstos, teniendo en cuenta todas las reparaciones siendo su coste sumario económicamente admisible.*

A veces se emplea el concepto de recurso de longevidad, es decir, el tiempo de trabajo de la máquina en horas hasta la primera reparación general.

En muchos casos, particularmente para las máquinas combinadas de acción aperiódica, la longevidad se mide según los índices del rendimiento sumario durante todo el tiempo de funcionamiento de la máquina combinada. La longevidad determinada de este modo representa el *número total de operaciones o de unidades de trabajo que puede realizar la máquina o el equipo hasta su desgaste máximo.* Así, la longevidad del transporte automóvil y del material móvil ferroviario se determina por el recorrido sumario límite en kilómetros; la de los aparatos y las máquinas de ensayo, por el número total de conexiones; la de los grupos de fusión, por la cantidad total de fusiones que soporta el grupo; la de las máquinas labradoras de suelos, por la cantidad de hectáreas que labran.

La longevidad efectiva puede desviarse considerablemente de la nominal según sean las condiciones de trabajo. Esta disminuye al sobrecargar sistemáticamente la máquina, al trabajar en regímenes de velocidad elevada, al elevar los esfuerzos de trabajo, en condiciones climatológicas desfavorables. En condiciones aliviadas de trabajo la longevidad de la máquina aumenta.

La influencia que ejercen las condiciones de trabajo en la longevidad puede tenerse en cuenta introduciendo el *coeficiente de régimen* $\eta_{reg}$. La longevidad real es

$$h' = \frac{h_{nom}}{\eta_{rég}}, \tag{16}$$

donde $h_{nom}$ es la longevdiad nominal (teórica).

La magnitud del coeficiente de régimen puede determinarse de manera cierta sobre la base del estudio diferenciado de las condiciones y de los regímenes de explotación y de su influencia en la longevidad, lo que comprende un problema de teoría estadística de la durabilidad. Al faltar datos precisos, puede tomarse como la aproximación más grosera: para las condiciones medias de explotación $\eta_{reg} = 1$; para las pesadas $\eta_{reg} = 1,2 - 1,5$; para las ligeras $\eta_{reg} = 0,7 - 0,8$.

### 1.3.2 Plazo de funcionamiento

*El plazo de funcionamiento* o duración de servicio de una máquina es la duración total de su permanencia en explotación hasta agotar por completo el recurso de longevidad.

Para las máquinas de acción aperiódica el plazo de funcionamiento se determina como el cociente de la división de su longevidad $h$, expresada por el número de operaciones (de unidades de trabajo), entre el número medio de éstas por año.

Por ejemplo, el plazo de funcionamiento de un automóvil, calculado para un recorrido sumario de $L$ km es

$$H = \frac{L}{\eta_{rég} l} \text{ años},$$

donde $\eta_{reg}$ es el coeficiente de régimen;

$l$ es el kilometraje medio que recorrió el automóvil al año.

Para las máquinas, cuya longevidad se calcula en unidades de tiempo, el plazo de funcionamiento es igual al cociente de la división de la longevidad $h$ por el *coeficiente de utilización* $\eta_{ut}$ que caracteriza el grado medio de su utilización efectiva durante el período de funcionamiento de la máquina. Teniendo en cuenta el coeficiente de régimen

$$H = \frac{h}{\eta_{rég}\eta_{ut}}. \tag{17}$$

El coeficiente de utilización en el caso general es

$$\eta_{ut} = \eta_{tem}\eta_{desc}\eta_{rep}\eta_{tur}\eta_{máq}\eta_{car}\eta_{par\ for}. \tag{18}$$

*El coeficiente de temporada* $\eta_{tem}$ representa la relación de la duración $h_{tem}$ de la temporada (tiempo) de trabajo de la máquina al número total de días del año:

$$\eta_{tem} = \frac{h_{tem}}{365}.$$

Al número de máquinas, la longevidad de acción de las cuales está limitada por las condiciones climatológicas y de temporada, pertenece la mayoría de las máquinas agrícolas (máquinas combinadas, máquinas labradoras de suelos, cosechadoras, etc.). Estas comprenden también las máquinas para elaborar los productos agrícolas perecederos (equipos de las fábricas de conservas), para la construcción de carreteras, las máquinas quitanieves; transporte marítimo y fluvial con período limitado de navegación.

Para algunas categorías de máquinas (máquinas agrícolas especializadas, por ejemplo, las arrancadoras de patatas, de recolectar algodón, etc.) $\eta_{tem} = 0{,}05 - 0{,}02$.

Para las máquinas que se emplean todo el año, $\eta_{tem} = 1$.

*El coeficiente de los días de descanso* $\eta_{desc}$ es igual a la relación del número de los días laborables al año total de días del año (365 días). Los días no laborables son los domingos (52 al año), así como los días solemnes y memorables (7 días, por término medio, al año). Además, este coeficiente tiene en cuenta las jornadas cortas de trabajo que anteceden los días festivos, los cuales constituyen un 4%, por término medio, del fondo anual de trabajo.

De este modo, el coeficiente de los días de descanso es igual, por término medio, a:

$$\eta_{desc} = \frac{365-52-7}{365} \cdot 0,96 \approx 0,8.$$

Este coeficiente es válido para el equipo de máquinas que trabaja según el régimen de calendario. Para las máquinas que trabajan ininterrumpidamente en el curso de todo el año (por ejemplo, el equipo de las centrales dieseléctricas) $\eta_{desc} = 1$.

*El coeficiente de trabajo por turnos* $\eta_{tur}$ es igual a la relación de la duración $h_{tur}$ de los turnos en horas, en el curso de las cuales trabaja la máquina, al número de horas del día:

$$\eta_{tur} = \frac{h_{tur}}{24}.$$

Si se trabaja en un turno $\eta_{tur} \approx 0,3$; en dos turnos $\eta_{tur} \approx 0,6$; en tres turnos $\eta_{tur} \approx 0,9$ y si el trabajo es de día y noche $\eta_{tur} = 1$.

*El coeficiente de los paros por reparaciones* $\eta_{rep}$ representa la relación media de la duración $h_{re}$ del trabajo real de la máquina a la suma de la duración del trabajo efectivo y de la duración $h_{rep}$ de los paros de las máquinas por reparación:

$$\eta_{rep} = \frac{h_{re}}{h_{re} + h_{rep}}.$$

La magnitud de este coeficiente depende, en primer lugar, de la fiabilidad de la máquina que determina la duración de los plazos entre reparaciones y el volumen de los trabajos de reparación, así como del nivel de organización de la reparación.

La magnitud $\eta_{rep}$ depende además del tiempo que se encuentra la máquina en funcionamiento. Siendo insignificantes, en las primeras etapas de la explotación, los paros por reparación incrementan progresivamente a medida que se desgasta la máquina y al final del plazo de funcionamiento pueden alcanzar una gran magnitud.

Para las máquinas tecnológicas que trabajan según el régimen de calendario $\eta_{rep} = 0,85 - 0,95$ aproximadamente. Para otras categorías de máquinas las cifras varían en grandes límites.

Para las máquinas de temporada y de acción bruscamente aperiódica el coeficiente de paros por reparación es igual a la unidad, ya que estas máquinas se reparan casi siempre en los períodos de su inacción.

*El coeficiente del tiempo de máquina* $\eta_{máq}$ es igual a la relación del tiempo de máquina $h_{máq}$ (el tiempo de trabajo efectivo) a la suma del tiempo de máquina y auxiliar $h_{aux}$ (el tiempo que se invierte en la colocación y extracción de las piezas, en el reglaje y regulación de la máquina en el servicio y entretenimiento de la máquina):

$$\eta_{máq} = \frac{h_{máq}}{h_{máq} + h_{aux}}.$$

Este coeficiente es válido para las máquinas para elaborar con mando manual, atendidas por operadores (por ejemplo, las máquinas para trabajar metales, maquinaria para forja y prensas). La magnitud de $\eta_{máq}$ depende del tipo de maquinaria, del perfeccionamiento de la organización del proceso de trabajo, de las dimensiones de las partidas de piezas a elaborar. Para las máquinas herramienta $\eta_{máq} = 0{,}8 \div 0{,}9$ aproximadamente. Con el aumento del grado de automatización la magnitud de $\eta_{máq}$ se aproxima a la unidad. Para las máquinas herramienta incorporadas a las líneas automáticas de producción continua, $\eta_{máq} = 1$.

*El coeficiente de carga* $\eta_{car}$ es igual a la relación de $h_{re}$ de la duración del trabajo real de la máquina a la suma del trabajo efectivo de la máquina y al tiempo $h_{par}$ de paros durante este período condicionados por la imposibilidad de garantizar la carga plena de la máquina:

$$\eta_{car} = \frac{h_{re}}{h_{re} + h_{par}}.$$

Tienen bajo coeficiente $\eta_{car}$ las máquinas que no trabajan con gráfico horario y las máquinas de acción periódica con carga no reglamentada (auxiliares, de emergencia, de reparación).

En las condiciones de producción continua suelen estar insuficientemente cargadas las máquinas especializadas que ejecutan un número reducido de operaciones al fabricar piezas de nomenclatura limitada y las máquinas, cuya producción sobrepasa la productividad media del equipo conexo.

Como regla, el bajo valor del coeficiente $\eta_{car}$ en las máquinas tecnológicas es debido a los defectos de la planificación de la producción y de la elección incorrecta de la maquinaria por el número, tipo y productividad.

En las producciones con objetos variables la magnitud del coeficiente depende del tipo de objeto que se encuentra en el momento dado en la producción, y del carácter del maquinado de sus piezas y, por consiguiente, puede variar en función del tiempo. Por ejemplo, al elaborar piezas con predominio de operaciones de torno, se cargarán las máquinas del grupo de tornos; las otras máquinas herramienta (fresadoras, mandrinadoras, etc.) estarán insuficientemente cargadas o estarán paradas.

En las condiciones de producción en series pequeñas, en promedio $\eta_{car} = 0{,}7 \div 0{,}75$, en la producción en serie $\eta_{car} = 0{,}8 \div 0{,}85$; en la de gran escala $\eta_{car} = 0{,}9 \div 0{,}95$. En el caso de producción en gran escala en cadena continua, estable con el tiempo $\eta_{car} = 1$.

*El coeficiente de paros forzados* $\eta_{par.for}$ es igual a la relación media $h_{re}$ de la duración del trabajo real de la máquina a la suma $h_{re}$ y el tiempo $h_{par.for}$ de los paros condicionados por desarreglos y defectos que se corrigen en el lugar:

$$\eta_{par.for} = \frac{h_{re}}{h_{re} + h_{par.for}}.$$

La magnitud de este coeficiente para las máquinas fiables y correctamente explotadas es próxima a la unidad. En las máquinas con defectos de construcción o que son atendidas por personal no calificado, el coeficiente $\eta_{par.for}$ puede ser considerablemente menor que la unidad.

Demostremos la validez de la fórmula (18).

El coeficiente de utilización en la forma general es

$$\eta_{ut}=\frac{h_{re}}{F},$$

donde $h_{re}$ es el número total de horas del trabajo real de la máquina por año; $F = 365 \cdot 24 = 8760$ es el fondo anual del tiempo en horas.

Por consiguiente

$$\eta_{ut}=\frac{8760-\sum h_{par}}{8760}=1-\frac{\sum h_{par}}{8760}, \tag{19}$$

donde $\sum h_{par}$ es el número total de horas de paros de la máquina por año.

El paro en la temporada inlaborable es

$$h_{tem}=8760\,(1-\eta_{tem}).$$

El paro por los días de descanso es

$$h_{desc}=8760\eta_{tem}\,(1-\eta_{desc}).$$

El paro en la reparación es

$$h_{rep}=8760\eta_{tem}\eta_{desc}\,(1-\eta_{rep}).$$

El paro por las horas no laborables del día es

$$h_{tur}=8760\eta_{tem}\eta_{desc}\eta_{rep}\,(1-\eta_{tur}).$$

El paro en el curso de los trabajos auxiliares de la máquina

$$h_{máq}=8760\eta_{tem}\eta_{desc}\eta_{rep}\eta_{tur}\,(1-\eta_{máq}).$$

El paro debido a la carga incompleta de la máquina es

$$h_{car}=8760\eta_{tem}\eta_{desc}\eta_{rep}\eta_{tur}\eta_{máq}\,(1-\eta_{car}).$$

El paro debido a los desarreglos en el trabajo de la máquina es

$$h_{par.for}=8760\eta_{tem}\eta_{desc}\eta_{rep}\eta_{tur}\eta_{máq}\eta_{car}\,(1-\eta_{par.for}).$$

Sumando todos los tipos de paros, tendremos

$$\sum h_{par}=8760\,(1-\eta_{tem}\eta_{desc}\eta_{rep}\eta_{tur}\eta_{máq}\eta_{car}\eta_{par.for}).$$

Sustituyendo esta expresión en la fórmula (19) tendremos

$$\eta_{ut}=1-\frac{\sum h_{par}}{8760}=\eta_{tem}\eta_{desc}\eta_{rep}\eta_{tur}\eta_{máq}\eta_{car}\eta_{par\,for}$$

### 1.3.3 Longevidad prevista. Plazo previsto de funcionamiento

Para las máquinas de designación general que trabajan según el régimen a fecha fija, para una magnitud prefijada de paros por reparación, el grado de utilización y, por consiguiente, la diferencia

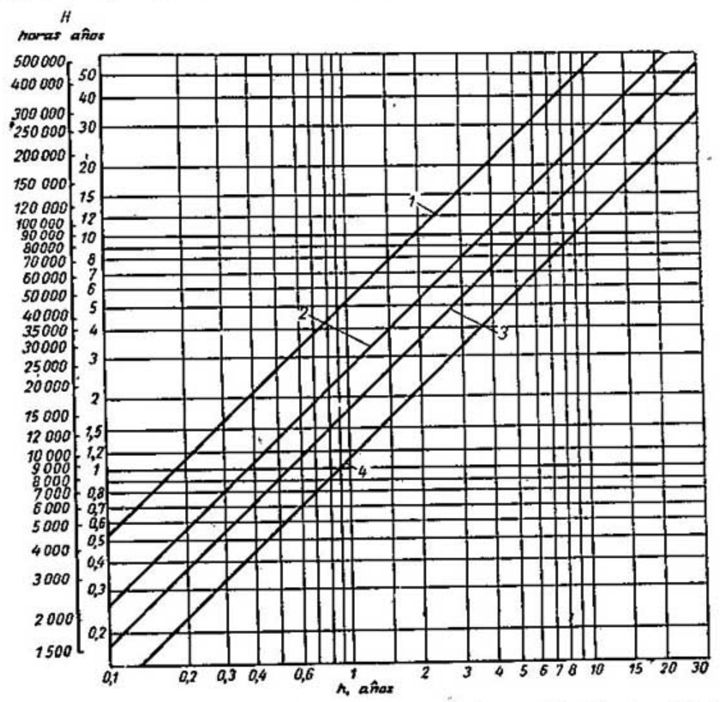



Fig. 3. Longevidad $h$ en función de la duración de servicio $H$, durante el trabajo:

1 — de un turno; 2 — de dos turnos; 3 — de tres turnos; 4 — anualmente

entre la magnitud $H$ del plazo de funcionamiento y la magnitud $h$ de la durabilidad depende preferentemente del coeficiente $\eta_{tur}$.

En la fig. 3 se representa la dependencia $H - h$ para distintos regímenes de trabajo. Al confeccionar el diagrama se ha aceptado: $\eta_{rég} = 1$ [fórmula (16)]; $\eta_{tem} = 1$; $\eta_{desc} = 0,81$ (a excepción del caso de trabajo continuo durante todo el año, cuando $\eta_{desc} = 1$); $\eta_{máq} \cdot \eta_{car} \cdot \eta_{par\ for} \cdot \eta_{rep} = 0,8$

Con estas suposiciones el plazo de funcionamiento es

$$H=\frac{h}{0,81\cdot 0,8\eta_{tur}}=\frac{h}{0,648\eta_{tur}},$$

donde $\eta_{tur}=0,3$; 0,6; 0,9 (respectivamente para uno, dos y tres turnos de trabajo).

Para el trabajo continuo durante todo el año se acepta

$$H=\frac{h}{0,95},$$

donde el coeficiente 0,95 tiene en cuenta los paros forzados y de reparación.

Sobre la base del diagrama puede hacerse la deducción de que el recurso de longevidad que se pone en la máquina debe ser concordado con el coeficiente $\eta_{ut}$ de utilización de la máquina y, en primer lugar, con $\eta_{tur}$. El aumento de la longevidad de las máquinas, poco utilizadas en la explotación va acompañado del aumento del plazo de su funcionamiento que no se puede utilizar prácticamente debido a la entrada del envejecimiento moral. Así, por ejemplo, siendo la durabilidad $h=10$ años el plazo de funcionamiento, trabajando dos turnos, será igual a 28 años, a un turno, 50 años, lo que sobrepasa todos los límites posibles de la longevidad moral.

Es racional atribuir alta longevidad prevista a las máquinas de utilización extensiva. Así, para el trabajo en tres turnos, el plazo de funcionamiento de la máquina con durabilidad prevista de 10 años se reduce hasta 17 años y trabajando día y noche todo el año, hasta 11 años, lo que cabe en los límites de envejecimiento moral (por lo menos para muchas categorías de máquinas).

En la tabla 2 se dan, sobre la base del diagrama, los valores

*Tabla 2*

**Longevidad prevista de las máquinas en función del plazo de funcionamiento y el grado de utilización**

| Plazo de funcionamiento, en años | Longevidad prevista (en miles de horas) para el trabajo | | | |
|---|---|---|---|---|
| | en 1 turno | en 2 turnos | en 3 turnos | durante todo el año |
| 1 | 1,8 | 3,5 | 5,2 | 8 |
| 2 | 3,5 | 7 | 10 | 16 |
| 3 | 5,2 | 10 | 16 | 24 |
| 5 | 9 | 18 | 27 | 40 |
| 10 | 18 | 35 | 55 | 80 |
| 15 | 27 | 55 | 80 | 120 |
| 20 | 35 | 70 | 105 | 160 |
| 25 | 45 | 90 | 135 | 200 |

redondeados de la longevidad prevista para el plazo de funcionamiento prefijado de las máquinas con distinto grado de utilización. Estos datos pueden utilizarse para la determinación aproximada de la durabilidad prevista de las máquinas de distintas clases.

Para el caso más divulgado de trabajo en dos turnos, para un plazo de funcionamiento en los límites de 10—15 años, la longevidad prevista es de 40 a 60 mil h. Estas cifras pueden tomarse sobre la base del cálculo de la longevidad de la mayoría de las máquinas tecnológicas. Para las máquinas de utilización extensiva (trabajo en tres turnos y durante todo el año) con los mismos plazos de funcionamiento conviene elegir el valor de la longevidad en los límites de 60—100 mil h.

### 1.3.4 Teoría de la longevidad

La teoría de la longevidad se halla en la fase de formación. Su objeto es:

la determinación de los límites de longevidad más racionales en el sentido técnico y económico;

la elaboración de los métodos de estudio de la explotación de las máquinas (elaboración estadística de la información de explotación);

el estudio de los regímenes de explotación y de su influencia en la longevidad de las máquinas; tipización de los espectros de los regímenes de explotación;

la determinación del grado de utilización de las máquinas en explotación y de la correlación entre la durabilidad y el plazo de funcionamiento de las máquinas;

el diagnóstico de las causas de destrucción;

la revelación de las piezas que limitan la longevidad; el estudio de la influencia que ejerce la longevidad de las piezas en la durabilidad de las máquinas;

la elaboración de los métodos de ensayo de longevidad de las máquinas, grupos y piezas en el banco y de campo; el pronóstico de la durabilidad de explotación de la máquina sobre la base de los ensayos en el banco;

la elaboración de los índices objetivos de la longevidad de las máquinas que se producen.

El gran número y la heterogeneidad de los factores que influyen en la longevidad (nivel técnico de explotación, oscilaciones de los regímenes de explotación, calidad de la fabricación, etc.), y la indeterminación de muchos factores (dispersión de las características de la resistencia de los materiales, influencia de las condiciones regionales y climáticas, etc.) obligan al determinar la durabilidad a recurrir a los métodos de la teoría de las probabilidades y de la estadística matemática. Como resultado de esto la teoría no da una solución unívoca al problema sobre la longevidad esperada, limi-

tándose al establecimiento de las dependencias funcionales de la *probabilidad* de destrucción por la duración y los regímenes de explotación (fig. 4). La teoría puede establecer sólo que la duración probable de trabajo de la máquina, en un régimen dado, será igual, digamos, a 7,2; 10,5 y 15 mil h con la probabilidad de destrucción 90, 80 y 60% respectivamente o establecer el número probable de máquinas que quedan en explotación (el tanto por ciento de las que sobreviven) después de determinados períodos de trabajo.

Además, se debe tener en cuenta *la forma y el volumen de las destrucciones*, es decir, se debe establecer con cierto grado de autenticidad, si se exponen a la destrucción las piezas y conjuntos vital-

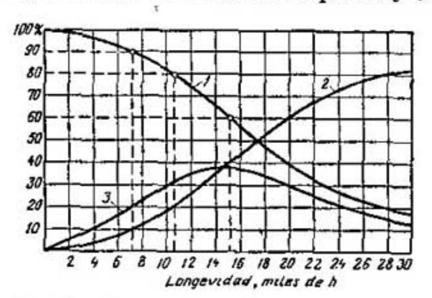



Fig. 4. Gráfico de la longevidad probable:
1 — duración de servicio probable (tanto por ciento de vida); 2 — probabilidad de roturas 3 — densidad de probabilidades de la duración de servicio

mente importantes o secundarios, si se conserva la capacidad de reparación de las máquinas, cuál es el volumen probable y el coste de las reparaciones.

Partiendo de estas posiciones la longevidad puede determinarse como la duración probable de trabajo de la máquina en régimen reglamentado, en el cual la posibilidad de que las máquinas queden fuera de servicio no es mayor que el límite convencional prefijado (por ejemplo, 10%), conservando la capacidad de reparación y a un precio probable de la reparación que no sobrepase una determinada magnitud, expresada, admitamos, en tanto por ciento del precio de la máquina.

La elaboración de las normas de la longevidad representa un problema complejo y exige la selección y elaboración previa de una gran cantidad de información.

En calidad de advertencia general señalemos que el estudio de la longevidad de las máquinas se aliviaría significativamente, si éstas se dotaran de *contadores del trabajo*, es decir, contadores sumarios de las horas trabajadas o del número de operaciones realizadas (semejantes a los cuentakilómetros que llevan los automóviles). Esta medida tendría que hacerse obligatoriamente para todas las máquinas de nueva producción.

Las deducciones basadas en el estudio de las máquinas que se encuentran en explotación, se refieren a las máquinas producidas los años pasados y *nunca corresponden* ni son aplicables a las máquinas de las nuevas emisiones que se exponen a perfeccionamientos constructivos y tecnológicos. El pronóstico de la longevidad de las nuevas máquinas que es un problema vital práctico, hay que basarlo en los ensayos en el banco de las máquinas (o de los conjuntos nuevos que se introducen en éstas).

De este modo, uno de los principales apartados de la teoría de la longevidad es la elaboración de métodos de ensayos acelerados y la correlación de los resultados de los ensayos, con las condiciones de explotación.

La teoría de la longevidad que hace las deducciones sobre la base de los datos estadísticos, en esencia es aplicable a los productos de la producción en masa y en grado mucho menor, a los de producción en series pequeñas y tanto más a los de producción por unidades. En general, cabe señalar que la teoría de la longevidad, en la interpretación descrita antes, parte de las posiciones fenomenológicas, operando con las cifras de la longevidad *alcanzada*. Una significación mucho mayor tiene la elaboración de los métodos para *aumentar* la longevidad. Aquí, en primer plano se plantea el problema del estudio de las leyes físicas de la destrucción, desgaste y deterioro de las piezas (en dependencia del tipo de carga, propiedades del material, estado de las superficies, etc.). Estos problemas son tan específicos y diferenciados que es dudoso que sea posible incluirlos en el cuadro de la teoría general de la longevidad. Estos se resuelven por métodos de la teoría de la resistencia, teoría del desgaste, y principalmente del trabajo constructor y tecnológico orientado al aumento de la longevidad.

### 1.3.5 Medios para aumentar la longevidad

Los factores principales que limitan la longevidad y fiabilidad de las máquinas son los siguientes: rotura de las piezas; desgaste de las superficies de rozamiento; deterioro de las superficies debido a la acción de las tensiones por contacto, endurecimiento por deformación en frío y corrosión; deformaciones plásticas de las piezas condicionadas por las transiciones locales y generales de las tensiones fuera del límite de fluencia o (a elevadas temperaturas) del arrastre.

*La resistencia mecánica*, en la mayoría de los casos, no es un límite indefinible. En las máquinas de aplicación general se pueden evitar completamente las roturas. Con el surtido de materiales de construcción de maquinaria disponibles en la actualidad, con los métodos de fabricación existentes, con el estado actual de la ciencia sobre la resistencia mecánica, en esta clase de máquinas, no hay piezas que no se les pueda dar prácticamente una longevidad ilimitada.

En el caso de máquinas de clase tensada, como las de transporte, el problema es más complejo. Las exigencias a las dimensiones exte-

riores y al peso obligan a aumentar las tensiones teóricas, debido a lo cual aumenta la probabilidad de las roturas. Sin embargo, el perfeccionamiento ininterrumpido que consolida la tecnología y la especificación de los métodos de cálculo permiten también, en el caso dado, liquidar o considerablemente separar los límites de resistencia mecánica de la longevidad.

Muchos factores de la *casualidad* pueden reducirse al mínimo: *de producción* (oscilaciones de las características mecánicas del material, defectos tecnológicos), con el control minucioso de las piezas, *de explotación* (sobrecargas, trato incorrecto con la máquina), con medidas puramente constructivas (introducción de sistemas de protección, de seguridad, de bloqueo).

En la peor situación se encuentran las máquinas térmicas. Su longevidad depende, en primer lugar, de la resistencia de las piezas que trabajan a altas temperaturas (émbolos, segmentos de émbolo y válvulas de los motores de combustión interna, álabes de rotores y dispositivos guías en las turbinas de vapor y de gas, cámaras de combustión en las turbinas de gas).

La resistencia mecánica de los materiales baja bruscamente con el aumento de la temperatura. Además, a elevadas temperaturas aparece el fenómeno de *arrastre* (fluencia plástica del material, bajo la acción de tensiones comparablemente pequeñas) que conduce al cambio de las dimensiones primitivas de la pieza y, como consecuencia, a la pérdida de su capacidad de trabajo.

Las piezas que trabajan a temperaturas altas se calculan para una *longevidad limitada*. El plazo de su funcionamiento se puede elevar sólo con ayuda de los procedimientos constructivos (reducción del nivel de las tensiones, refrigeración racional) y principalmente empleando materiales pirorresistentes (aceros de alta aleación, al cromo-molibdeno, al cromo-vanadio-molibdeno, al cromo-tungsteno-molibdeno, aleaciones a base de titanio, aleaciones a base de níquel). Últimamente para fabricar piezas térmicamente tensadas se emplean materiales de cerámica metálica sinterizados (cerámica metálica) a base de óxidos, nitruros y boruros de Ti, Cr, Al, de carburos y nitruros de B y Si con ligaduras de níquel metálico, cobalto y molibdeno.

Prácticamente, la longevidad se determina, en mayor grado, por el *desgaste* de las piezas. El desgaste que se desarrolla gradualmente lleva al empeoramiento total de los índices de la máquina, a la disminución de la exactitud de las operaciones realizadas por ésta, a la caída del rendimiento, al aumento del consumo de energía y la disminución de la eficiencia. En el curso del tiempo el desgaste puede entrar en una fase catastrófica. El deterioro que aumenta gradualmente en las superficies, provoca roturas y averías (destrucción de los cojinetes de contacto rodante, desmenuzamiento de los dientes de los engranajes, etc.).

El tipo principal de desgaste en las máquinas es el *mecánico* que se subdivide en desgaste abrasivo, desgaste a causa del rozamiento de deslizamiento, rozamiento de rodadura y por contacto. Algunas piezas sufren desgaste *químico* (deterioro por corrosión), *térmico*, *por*

*cavitación y erosión.* La diversidad de especies de desgaste y su distinta naturaleza físico-mecánica exigen el estudio diferenciado y métodos especiales para evitar la desgastabilidad.

Los procedimientos principales para aumentar la resistencia al desgaste en el caso de desgaste mecánico son el aumento de la dureza de las superficies de rozamiento, la selección del material de los pares de rozamiento, la disminución de la presión específica en las superficies de rozamiento, el mejoramiento del acabado de las superficies y la lubricación correcta. En la fig. 5 se muestra la influen-

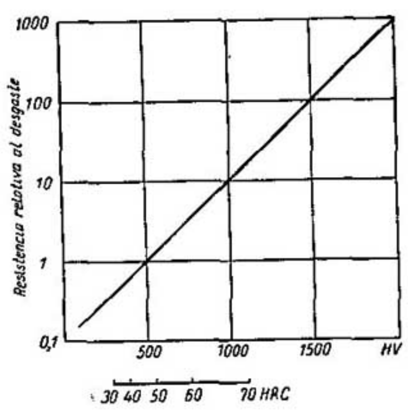



Fig. 5. Resistencia al desgaste de las piezas en función de la dureza superficial (Hoodvin)

cia que ejerce la dureza superficial en la resistencia al desgaste, según los resultados experimentales del desgaste de las superficies que experimentan la acción de un abrasivo (corindón).

Por unidad se toma la resistencia al desgaste de la superficie con *HV* 500 (~*HRC* 48). Como se ve del diagrama, la elevación de la dureza por cada 500 unidades *HV* aumenta 10 veces la resistencia al desgaste.

Las condiciones del experimento (desgaste abrasivo) se distinguen de las condiciones reales de trabajo de las superficies lubricadas en los conjuntos de maquinaria. Sin embargo, éstas dan una idea de la gran influencia que ejerce la dureza en la resistencia al desgaste.

La tecnología moderna dispone de medios efectivos para aumentar la dureza superficial: la cementación y el tratamiento por corriente de alta frecuencia (*HV* 500—600), la nitruración (*HV* 800—1200), la berilización (*HV* 1000—1200), el cromado por difusión (*HV* 1200—1400), la aportación en plasma de aleaciones duras (*HV* 1400—1600), el recubrimiento de boro (*HV* 1500—1800), la cianuración al boro (*HV* 1800—2000).

Otra orientación consiste en mejorar *las propiedades de antifricción* de las superficies por medio de la precipitación de películas de fosfatos (fosfatación), la saturación de la capa superficial con azufre (sulfinización), con grafito (grafitación), con disulfuro de molibdeno, etc. Con una dureza moderada, tales superficies poseen elevada capacidad de deslizamiento, bajo coeficiente de rozamiento, elevada resistencia a los rasguños, al agarrotamiento y al agarro.

Estos procedimientos (particularmente la sulfinización y el tratamiento con disulfuro de molibdeno) aumentan 10—12 veces la resistencia al desgaste de las piezas de acero. Se aplican también la combinación de ambos métodos. De ejemplo, nos puede servir el proceso de sulfocianuración que aumenta simultáneamente la dureza y la capacidad de deslizamiento de las superficies.

Una importante significación tiene la combinación correcta de la dureza de las superficies pares de rozamiento. Para un movimiento con bajas velocidades bajo altas cargas es mejor elevar al máximo la dureza de ambas superficies y para un movimiento con altas velocidades en presencia de lubricante, es mejor la combinación de una superficie dura y otra blanda que posea elevadas propiedades de antifricción.

Un procedimiento efectivo para aumentar la resistencia al desgaste consiste en *disminuir la magnitud de la presión específica* en las uniones de rozamiento. A veces, esto puede conseguirse disminuyendo la magnitud de las cargas (reparto racional de las fuerzas) o reduciendo el grado de periodicidad y el impacto de las cargas. El procedimiento más simple reside en aumentar el área de las superficies de rozamiento, cosa que se alcanza con frecuencia sin aumentar esencialmente las dimensiones exteriores.

Como ejemplo aportemos el caso de las guías de una máquina herramienta que experimenta una carga de acción unilateral (fig. 6, *a*). El cambio del perfil de las guías (fig. 6, *b*) permite, con las mismas dimensiones, aumentar la super-

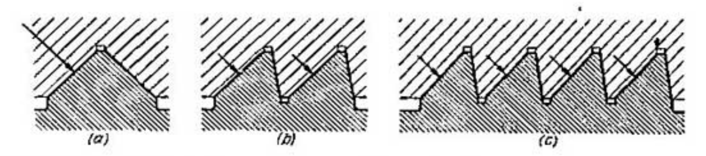



Fig. 6. Disminución de la presión específica sobre las superficies de rozamiento. Caso de guías.

ficie de apoyo y reducir el doble la presión específica, con el respectivo aumento de la longevidad. Las guías en forma de peine (fig. 6, *c*) poseen aún mayor longevidad. En este caso, la presión específica se ha disminuido cuatro veces, al aumentar las dimensiones sólo dos veces en comparación con la construcción inicial.

En todos los casos en que permite la construcción, el contacto puntual se debe sustituir por el lineal, el lineal por el superficial, el rozamiento de deslizamiento, por el rozamiento de rodadura.

No son ventajosas las transmisiones por engranajes con contacto puntual: las transmisiones con ejes en cruz, las cónicas con dientes curvilíneos, las ruedas de dientes oblicuos con gran ángulo de inclinación de los dientes, así como las transmisiones helicoidales circulares. Estas últimas no son ventajosas, además, porque la huella de contacto en ellas se desplaza con gran velocidad a lo largo del diente, en presencia de rozamiento de deslizamiento, mientras que en las transmisiones ordinarias con diente de evolvente tiene lugar el rozamiento de rodadura con una velocidad bastante pequeña.

Una orientación particular consiste en la *compensación* del desgaste que se realiza periódica o automáticamente. Al número de los conjuntos que tienen compensación periódica pertenecen los cojinetes de contacto plano con regulación axial o radial de la holgura (con muñones cónicos o superficies de encaje, con casquillos de ajuste periódico). Otros ejemplos de compensación periódica del desgaste es el ajuste axial de los cojinetes de contacto rodante (cónicos o radiales-axiales) y la regulación del huelgo en las guías rectilíneas con ayuda de cuñas y listones ajustables.

Los más perfeccionados son los sistemas con *compensación automática del desgaste* (grifos cónicos de tapón autoesmerilables, empaquetaduras laterales y de anillo, conjuntos de cojinetes de contacto rodante con apretura de resorte constantemente mantenida, sistemas de compensación hidráulica de los huelgos en los mecanismos de palanca, etc.).

Una importancia decisiva tiene la lubricación correcta de los conjuntos de rozamiento. En todos los sitios donde sea posible conviene garantizar el *rozamiento líquido* y evitar el *semilíquido y semiseco*.

Conviene evitar los mecanismos abiertos que se lubrican periódicamente mediante empaquetaduras. No se debe permitir el empleo de transmisiones por engranajes abiertas. No es deseable la aplicación de cadenas.

Todas las piezas de rozamiento deben ubicarse en cajas cerradas bien protegidas del polvo, suciedad y de la humedad atmosférica.

La solución mejor al problema son los sistemas completamente hermetizados con *suministro forzado y continuo de aceite a presión, a todos los puntos de lunbicación.*

En los conjuntos que trabajan bajo altas cargas periódicas por contacto y grandes velocidades (cojinetes de rodadura, dientes de las ruedas dentadas) conviene evitar el exceso de lubricación. Tales conjuntos es mejor lubricarlos con suministro dosificado a chorro y, en el caso de altas velocidades de rotación, con niebla de aceite.

La viscosidad y la característica de viscosidad de temperatura del aceite deben estar concordadas con las condiciones de trabajo del grupo de máquinas.

La efectividad de la lubricación puede aumentar considerablemente con la introducción de aditivos que mejoren sus *calidades de engrase* (grafito y azufre coloidales, disulfuro de molibdeno), que aumentan la *oleosidad* (ácidos oleico, palmítico y otros ácidos orgánicos), que prevén la *oxidación* (compuestos orgánicos y organometálicos que contienen azufre, fósforo y nitrógeno), que prevén los *rasguños* (compuestos organosilícicos).

En las condiciones en que no es posible emplear aceites líquidos (el trabajo a altas temperaturas, en medios químicos agresivos, a alto vacío) o no son efectivos (a cargas de contacto de alta frecuencia) se emplean *grasas sólidas*: grafito, disulfuro de molibdeno ($MoS_2$), monóxido de plomo (PbO) y de cadmio (CdO), yoduro de plomo ($PbI_2$) y de cadmio ($CdI_2$), sulfuro de plomo (PbS), etc. La grasa sólida generalmente se emplea en forma de películas que se aplican sobre las superficies metálicas. Para mejorar las calidades de engrase y elevar la resistencia de las películas se introduce en ellas «*vehículos*» (polvos de níquel, plata, oro metálicos).

Lo ideal, desde el punto de vista de la resistencia al desgaste, es *evitar completamente el contacto metálico entre las superficies de trabajo*. De ejemplo de conjuntos sin desgaste pueden servir los embragues y frenos electromagnéticos, en los cuales el par torsional se crea a cuenta del surgimiento de fuerzas electromagnéticas en la holgura entre las superficies de trabajo.

Una aproximación conocida al principio de trabajo sin desgaste representan los cojinetes de contacto plano con *lubricación hidrodinámica*. Con el suministro constante de aceite y la presencia del espacio de aceite en forma de cuña que condiciona la compresión del aceite en la zona cargada, en tales cojinetes, en regímenes estables de trabajo, las superficies metálicas se separan completamente, lo que garantiza teóricamente el trabajo sin desgaste del conjunto. El punto vulnerable de los cojinetes de contacto plano es la alteración de la lubricación líquida en regímenes no estacionarios, particularmente en los períodos de arranque y parada, cuando debido a la bajada de la velocidad de rotación cesa la compresión del aceite y entre el muñón y el cojinete surge contacto metálico acompañado de elevado desgaste.

En los últimos años se aplican los cojinetes hidroestáticos con suministro independiente de aceite al huelgo, a alta presión, desde una fuente independiente. En estos cojinetes las superficies de rozamiento se separan por la película lubricante aún antes del arranque da la máquina; el cambio de la velocidad de rotación no ejerce influencia en la capacidad de trabajo del cojinete.

El esquema de principio del apoyo (rangua) hidroestático se representa en la fig. 7. El aceite de la bomba, a través del estrangulador *1*, pasa al recipiente (colector) *2* con borde de cierre *3*. La presión en el recipiente depende de la relación entre la sección del estrangulador y la sección variable *s* entre el borde de cierre y el pivote. Con el aumento de la carga esta sección disminuye y la presión en el recipiente crece, haciéndose en el límite igual a la presión que crea la bomba. En el caso de cargas de impacto, la presión en el recipiente, gracias al

taponamiento del estrangulador, como resultado del aumento de su resistencia hidráulica, puede sobrepasar considerablemente la presión creada por la bomba.

En los apoyos cilíndricos cargados por fuerzas de dirección variable, se emplea el sistema de varios recipientes dispuestos radialmente (fig. 8).

Conforme a la dirección de la carga indicada en la figura el recipiente inferior es el portador. El recipiente superior carece de presión debido al huelgo aumentado en el arco superior del cojinete. Los recipientes laterales, la presión de los cuales está recíprocamente equilibrada, no experimentan carga. El aceite que se derrama por los recipientes superior y laterales, cumple la función habitual de refrigeración del cojinete.

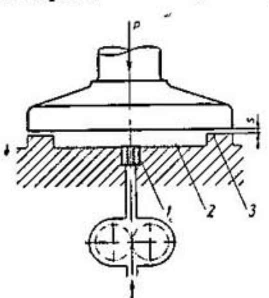


Fig. 7. Esquema de una rangua hidrostática

Junto con la percepción hidrostática de la carga tiene lugar un determinado efecto dinámico. El aceite que pasa por los recipientes superior y laterales, es atraído por el efecto de bomba del árbol al huelgo cuneiforme que se estrecha en el arco inferior *a* del cojinete, desarrollando una presión elevada en la superficie de los bordes de cierre, así como en el recipiente portador (debido al taponamiento hidráulico del estrangulador).

Al variar la dirección de la carga a 180° el recipiente superior resulta ser portador, el inferior, alimentador. Un fenómeno análogo transcurre al variar la dirección de la carga a 90°.

De este modo, el cojinete, reaccionado al desplazamiento del árbol, automáticamente se adapta a percibir la carga cada vez en sentido del vector de la fuerza.

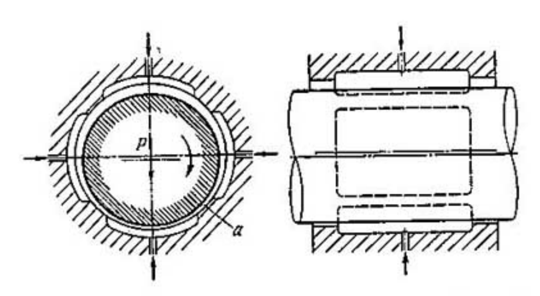


Fig. 8. Esquema de un cojinete hidrostático cilíndrico de cuatro cámaras

Ultimamente, para percibir cargas de sentido variable, se emplean cojinetes hidrostáticos porosos y celulares. El esquema de su acción es análogo al descrito anteriormente. El papel de los recipientes lo desempeñan las células y los poros.

En algunos casos (por ejemplo, los husillos de altas revoluciones y las guías de las máquinas herramienta) es ventajoso el empleo de la *lubricación aereostática* o *gasostática*, con la cual las superficies de rozamiento trabajan sobre una almohada de aire (de gas) creada por la impulsión forzada del aire (gas) en el huelgo entre las superficies.

En relación con la aparición de los cojinetes hidrostáticos se produce una revalorización de las cualidades comparativas de los apoyos de contacto plano y de los de contacto rodante que hasta el presente se les daba una determinada preferencia. Los apoyos de contacto plano con lubricación bien organizada, en principio, son más ventajosos, ya que permiten eliminar completamente el contacto metálico y realizar el trabajo sin desgaste, mientras que en los apoyos de contacto rodante es inevitable el contacto metálico y el desgaste.

La aplicación de los cojinetes hidrostáticos, no obstante, es limitada por ser complicado el sistema de lubricación, en particular, por la necesidad de un accionamiento para las bombas de aceite (en los períodos de arranque y parada) desde una fuente secundaria de energía.

*La corrosión* es una de las causas más frecuentes de que las máquinas queden prematuramente fuera de servicio. En la construcción de las máquinas, particularmente las que trabajan a cielo abierto, en condiciones de elevada humedad o en medios químicamente activos, conviene prever los medios efectivos de protección, aplicando recubrimientos galvánicos (cromado, niquelado, cobreado), depositación de películas químicas (fosfatización, oxidación), aplicación de películas polímeras (capronización, politenización).

La mejor solución es la aplicación de materiales de construcción anticorrosivos (aceros inoxidables, aleaciones a base de titanio). Las piezas que se cargan débilmente y que tienen contacto con agentes químicamente activos es mejor hacerlas de plásticos químicamente resistentes (poliolefinas, plásticos fluorocarbúricos).

Tomando todas las medidas tecnológicas y constructivas descritas más arriba, puede elevarse el plazo de funcionamiento de la mayoría de las piezas de las máquinas de aplicación general, prácticamente hasta cualquier magnitud que exige la longevidad de la máquina en total.

Al proyectar una máquina los diseñadores con frecuencia no meditan sobre la longevidad de las piezas, eligiendo su forma, dimensiones y métodos de maquinado, según las tradiciones y normas en la rama dada de construcción de maquinaria, que en las nuevas condiciones con el aumento continuo de la intensidad de los regímenes y a la luz de nuevas representaciones sobre la significación de la durabilidad, deben ser revisadas. En la mayoría de los casos basta con plantearse claramente el problema y emplear los procedimientos generales del diseñado racional para que ya en la fase del diseñado se resuelvan muchas cuestiones sobre la longevidad que, luego, en la construcción ya terminada se tendrían que liquidar en forma de *puesta a punto*, con gasto de grandes esfuerzos y con la utilización de recepciones, preferentemente tecnológicas.

Semejantemente a como en aviación todas las piezas en el curso del diseñado se comprueban rigurosamente al peso, en la construcción de maquinaria general convendría introducir un orden de *control sistemático de la longevidad de los conjuntos y piezas que se proyectan.*

Hay, sin embargo, excepciones de la regla general. Es muy difícil garantizar la longevidad de las piezas que trabajan en contacto directo con un medio abrasivo (las ruedas de paletas de las bombas que trasiegan líquidos ensuciados, los órganos de trabajo de las máquinas labradoras de suelos, las cuchillas de las máquinas de aserrar carbón, los dientes de los cucharones de las excavadoras, los eslabones de los vehículos oruga, las mandíbulas de las trituradoras

de piedra, cadenas y accionamientos del transporte continuo para cemento, hulla, etc.).

El plazo de funcionamiento de tales piezas constituye, en algunos casos, (las coronas de perforación) decenas de horas; éste puede hacerse más duradero sólo eligiendo materiales más resistentes al desgaste y aplicando una elaboración racional endurecedora.

Las medidas para elevar la longevidad encarecen la construcción. Es necesario emplear materiales de buena calidad, introducir nuevos procesos tecnológicos, a veces, organizar nuevos sectores del taller que requieren la inversión de capitales complementarios. Este encarecimiento con frecuencia asusta a los jefes de las empresas que examinan la cuestión del precio de la máquina desde el punto de vista fabril y no tienen en cuenta el efecto en la economía nacional de aumento de la longevidad y fiabilidad de las máquinas. Estos gastos se justifican plenamente. El coste de la fabricación de las piezas que determinan la longevidad de la máquina es insignificante en comparación con el coste de la fabricación de la máquina, el propio precio de la máquina, como regla, es pequeño en comparación con la suma total de los gastos de explotación. Los ínfimos, en el balance total, gastos complementarios para aumentar la longevidad dan, a fin de cuentas, enormes ganancias como resultado de que disminuyen los paros y el coste de las reparaciones.

De aquí se hace la deducción importante y práctica: tendiendo, como regla general, al abaratamiento de la máquina, no hay que lamentar los gastos en la fabricación de las piezas que determinan la longevidad y fiabilidad de la máquina. No hay que escatimar los trabajos de investigación para la búsqueda de nuevos materiales y procedimientos tecnológicos que aumenten la durabilidad.

En muchos manuales de la construcción de maquinaria se recomienda emplear los materiales más baratos y los procedimientos más sencillos de fabricación admisibles según la designación funcional de la pieza. Estas recomendaciones no se pueden aceptar sin hacer salvedades. La cuestión sobre la elección de los materiales y los métodos de fabricación hay que resolverla sólo sobre la base de la confrontación de la importancia relativa de los gastos de producción complementarios en la suma total de los gastos en la explotación de las máquinas.

Para la fabricación de las piezas que determinen la longevidad y fiabilidad de las máquinas es necesario emplear materiales de alta calidad y los procedimientos más perfeccionados de elaboración.

Como ejemplo pueden aportarse los segmentos de émbolo de los motores de combustión interna y de otras máquinas de émbolo. Su calidad predetermina en sumo grado los plazos entre las reparaciones de los motores. El desgaste de los segmentos disminuye la eficiencia del motor, aumenta el gasto de combustible y de aceite. Hoy día el plazo de su funcionamiento frecuentemente es de 500—1000 h. Utilizando los nuevos adelantos en el terreno del aumento de la resistencia al desgaste del par émbolo—cilindro (cromado poroso, sulfocianuración de los segmentos, nitruración del espejo de los cilindros, etc.), puede aumentarse

el plazo de servicio de los segmentos hasta 10 mil h. El encarecimiento de los segmentos relacionado con esto aumenta muy insignificantemente el precio del motor, en tanto que la elevación de su resistencia al desgaste debido a la gran propagación de los motores de émbolo (para automóviles, tractores, locomotoras Diesel, barcos) da gran efecto económico para la economía nacional.

Otro ejemplo es el de los cojinetes de contacto rodante. Habitualmente, se aconseja el empleo de los cojinetes de menor precisión, alegando en que aumente su precio al aumentar el grado de exactitud. Si se toma el coste de la fabricación de los cojinetes de la clase N (exactitud normal) por unidad, el precio de los cojinetes se expresa con las siguientes cifras, siendo la exactitud: elevada (E), 1,3; particularmente elevada (PE), 1,7; alta (A), 2; particularmente alta (PA), 3; de precisión (P), 4; particularmente de precisión (PP), 7 y de precisión superior (PS), 10.

Las cifras hablan a primera vista bastante convincentemente a favor del empleo de los cojinetes de poca exactitud. Sin embargo, tal deducción es miope. Si se tiene en cuenta que el desgaste y el deterioro de los cojinetes de contacto rodante son una de las causas más frecuentes de que las máquinas queden fuera de servicio lo que en considerable medida predetermina los plazos entre las reparaciones, conviene reconocer que es más razonable y económicamente ventajoso emplear precisamente los cojinetes de elevada exactitud, pese a su alto precio. Por supuesto esto no significa que en todos los casos hay que aplicar cojinetes de precisión y, por lo tanto, no librar al diseñador de la necesidad de garantizar la longevidad mediante su correcta colocación y lubricación.

### 1.3.5.1 Límites del aumento de la longevidad

La eficacia del aumento de la longevidad, como medio para elevar el número efectivo del parque de máquinas, disminuye a medida que suben las magnitudes absolutas de la durabilidad. A una

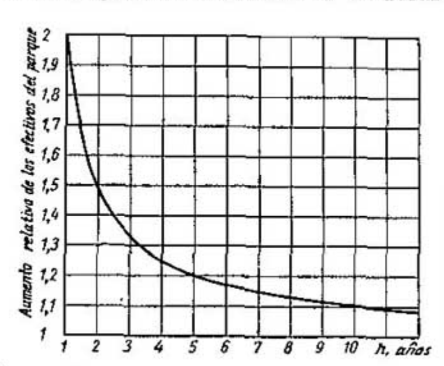



Fig. 9. Crecimiento relativo del parque efectivo de máquinas con el aumento de la longevidad de éstas (por unidad se han tomado los efectivos del parque con una longevidad inicial $h = 1$ año)

elevación sucesiva de la longevidad de la máquina, cada año que se añade a la durabilidad, da cada vez menor ventaja en el aumento de los efectivos del parque activo en comparación con al año precedente.

En la fig. 9 se da el gráfico del cambio de los efectivos relativos del parque de máquinas, a medida que aumenta la longevidad del modelo que se fabrica. La longevidad inicial del modelo se toma igual a un año. Si se aumenta la durabilidad en un año, los efectivos del parque aumentn dos veces. Al aumentar la longevidad un año más, la ventaja respecto al modelo antecedente es 1,5 veces (pese a que respecto al modelo inicial ésta es igual a 3). La elevación de la durabilidad un áño más aumenta 1,33 veces los efectivos del parque, en comparación con el modelo antecedente (pese a que la ventaja respecto al modelo inicial es igual a 4). Con cada año sucediente de elevación de la longevidad, los efectivos del parque aumentan cada vez menos. Es importante elegir el límite racional de elevación de la durabilidad que da una ventaja sustancial en los efectivos del parque, sin el aumento excesivo del coste del modelo. En el caso representado en la fig. 9, el crecimiento de los efectivos del parque prácticamente cesa al elevar 5—6 veces la longevidad.

Las magnitudes de la longevidad técnicamente posible dependen en considerable medida del grado de intensidad de las máquinas.

En las máquinas de transporte la durabilidad es de 10 a 20 mil h y y el plazo de funcionamiento, de 5—8 años, en las máquinas estacionarias, por ejemplo, las máquinas para labrar, de 50 a 100 mil h, lo que con trabajo en dos turnos corresponde al plazo de funcionamiento de 15—25 años, con trabajo en tres turnos, 10—20 años. Con tales plazos de funcionamiento se hace actual el problema de envejecimiento moral.

La longevidad de la máquina puede prolongarse artificialmente con ayuda de reparaciones de restauración.

Sin embargo, este camino no es económicamente racional, ya que, a veces, los gastos en dichas reparaciones sobrepasan en mucho el precio primordial de la máquina.

En el período inicial de explotación los gastos en las reparaciones, como regla, son pequeños. Luego, éstos crecen a saltos a medida que aparecen las reparaciones corrientes y medias y, por fin, alcanzan una magnitud considerable, conmensurable con el coste de la máquina, cuando ésta se somete a la reparación general. Antes de comenzar la reparación general, debe resolverse el problema sobre la conveniencia de la ulterior explotación de la máquina. Si se dejan de momento a un lado los problemas del envejecimiento moral, el límite económicamente racional de explotación, por lo visto, debe considerarse el momento en que los gastos inmediatos en la reparación general se aproximan al precio de la máquina nueva. Es más ventajoso adquirir una nueva máquina, que reparar la vieja, tanto más cuanto que las nuevas máquinas siempre exceden por su calidad a las restauradas, además, los índices de las nuevas máquinas, como resultado del progreso técnico continuo, son siempre superiores a los de las viejas. Al mismo tiempo, con el curso del tiempo, se reduce regularmente el precio de las nuevas máquinas en

relación con el perfeccionamiento y la intensificación incesante de los procesos de elaboración.

Al resolver el problema sobre el cese de la explotación, además, se debe tener en cuenta el precio sumario de todas las reparaciones anteriores. Como regla de orientación puede considerarse que los gastos sumarios en la reparación, durante todo el período de servicio de la máquina, no deben sobrepasar el coste de la máquina.

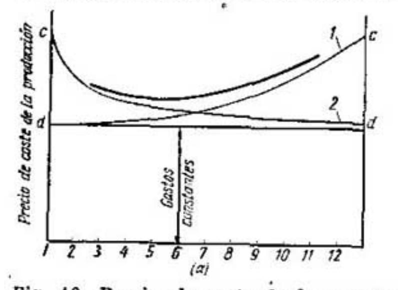
Se hacen intentos para hallar la *longevidad óptima*, es decir, tal, con la cual sea mínimo el precio de coste de la producción de la máquina. Se parte de las siguientes premisas. El precio de coste de la producción es igual a la suma de los gastos *constantes* que no dependen de la duración del funcionamiento (de la energía, materiales, mano de obra, etc.) y de los *variables* que dependen de la duración de la explotación (de amortización inversamente proporcionales a la duración de la explotación y, de reparación, que crecen al aumentar el tiempo de funcionamiento, debido al desgaste de la máquina).

El cambio del precio de coste Prec de la producción en función de la duración de la explotación se expresa por la ecuación

$$\text{Prec} = \text{Gc} + \frac{C}{H} + \text{Grep} = \varphi(H) \qquad (20)$$

donde Gc son los gastos constantes;
C es el coste de la máquina;
$H$ es la duración de la explotación;
Grep son los gastos en las reparaciones.

La suma de las componentes da el precio de coste de la producción en función de $H$ (la línea llena en la fig. 10, *a*). La curva del precio de coste tiene un mínimo; la longevidad correspondiente a este mínimo, se propone considerarla óptima.



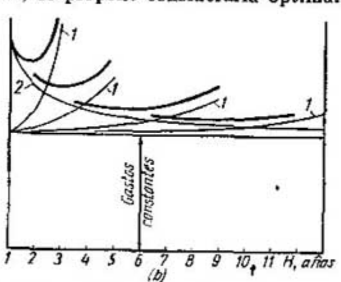




Fig. 10. Precio de coste de la producción (líneas llenas) en función de la duración $H$ de servicio de la máquina:
*a* — siendo $G_{rep}$ = 4C; *b* — siendo $G_{rep}$ = C; *1* — coste anual de la reparación; *2* — gastos de amortización

Esta interpretación es demasiado simplificada para que se pueda utilizar prácticamente. En primer lugar, en la mayoría de los casos, los gastos variables son insignificantes en comparación con los constantes; si incluso la curva del precio de coste de la producción tiene un mínimo, éste está expresado débilmente. Las máquinas que exceden el plazo de la longevidad óptima pueden aún por largo tiempo producir, aunque con una rentabilidad algo menor.

En segundo lugar, no se tiene en cuenta la magnitud del coste *sumario* de las reparaciones $\sum$ Grep durante todo el período de explotación de la máquina.

Así, en el caso representado en la fig. 10, *a*, donde los gastos en las reparaciones, en el último año de explotación, se han aceptado iguales al precio de la máquina (segmentos *cd*), los gastos sumarios en la reparación (área entre la curva de los gastos en las reparaciones y la recta de los gastos constantes) son iguales a cuatro costes de la máquina, lo que está aumentado claramente.

Al introducir los límites razonables del coste sumario de las reparaciones, el cuadro varía. Con la condición, por ejemplo, de que este precio no sobrepase el coste de la máquina, entonces para cada plazo prefijado de servicio se obtiene un mínimo determinado del precio de coste (curvas llenas en la fig. 10, *b*). Con el aumento del plazo de funcionamiento bajan los mínimos y se hacen cada vez menos expresados. La envolvente de los mínimos cae ininterrumpidamente con el aumento del plazo de funcionamiento. De este modo, para el coste sumario de las reparaciones limitado por cierto límite desaparece el concepto de longevidad óptima; el precio de costo de la producción baja continuamente.

Conviene, además, indicar que los razonamientos sobre la longevidad óptima no tienen en cuenta la dinámica del cambio de los gastos constantes que, como regla, tienden a disminuir (reducción del coste de la energía, de los materiales y de la mano de obra como resultado de la automatización y del perfeccionamiento del proceso de elaboración). Esta disminución puede aún variar más el cuadro, a favor de los mayores plazos de funcionamiento.

### 1.3.6 Longevidad y envejecimiento moral

Los problemas del aumento de la longevidad y del envejecimiento moral están estrechamente vinculados entre sí. El envejecimiento moral empieza cuando la máquina, conservando la capacidad de trabajo física, por sus índices deja de satisfacer a la industria, debido al aumento de las exigencias o a la aparición de máquinas más perfectas.

Los síntomas del envejecimiento moral son sus bajos índices, en comparación con el nivel medio, de fiabilidad, de calidad de la producción, de productividad, de gasto de energía por unidad de producción, de coste de la mano de obra, de servicio y de reparaciones, y, como resultado total, reducida rentabilidad de la máquina.

El envejecimiento moral no tiene relación con el desgaste físico (aunque el envejecimiento físico, reduciendo los índices totales de la máquina, en general, acelera el envejecimiento moral). La máquina puede envejecer moralmente, encontrándose absolutamente en buen estado, incluso nueva del todo.

La consecuencia principal del envejecimiento moral es la reducción del crecimiento de la productividad por unidad de mano de obra que es el índice fundamental del progreso económico.

El envejecimiento moral absoluto comienza en dos fases: al pasar a una nueva producción (cambio total del proceso tecnológico); al introducir nuevos procesos de trabajo o al aparecer nuevos, en principio, esquemas constructivos que permiten construir máquinas superiores por sus índices a los modelos viejos.

Como ejemplo del envejecimiento moral del último tipo puede servirnos la revolución que produjo, no hace mucho, en la aviación el motor turborreactor que ha sustituido casi por completo al motor alternativo de combustión interna.

Sin embargo, semejantes cambios tan radicales y que pasan con rapidez, no ocurren con frecuencia. En las condiciones del perfeccionamiento gradual de la técnica el problema del envejecimiento moral se plantea distintamente.

En primer lugar, en la mayoría de los casos, particularmente en las máquinas de la clase tensada, el desgaste físico empieza mucho antes que el moral. Por ejemplo, el recurso físico de los camiones para una explotación intensiva se agota en 5—6 años, mientras que por los índices técnico-económicos éstos podrían trabajar perfectamente en el curso de un tiempo mucho mayor.

En segundo lugar, existen procedimientos efectivos de prevención del envejecimiento moral de las máquinas.

El principal de estos métodos es el diseñado de las máquinas, *teniendo en cuenta la dinámica del desarrollo* de la rama industrial, para la cual aquéllas se designan. En la construcción del modelo inicial se deben prever *las reservas del desarrollo* según la productividad, la potencia, la eficiencia y la gama de operaciones a ejecutar. Esto permite modernizar de un modo sucesivo la máquina y mantener sus índices al nivel de las exigencias técnicas crecientes, sin variar el modelo principal, por consiguiente, sin modificar la producción, cosa que es inevitable al pasar a la producción de un nuevo modelo.

En las máquinas que se encuentran en funcionamiento, la presencia de reservas garantiza la posibilidad de su aceleración a medida que crecen las necesidades de la producción.

Otro medio de prevenir el envejecimiento moral es *el aumento del grado de utilización de las máquinas en la explotación*. Cuanto más corto es el plazo en que la máquina consume el recurso de longevidad previsto, es decir, cuanto más próximo esté el plazo de funcionamiento a la longevidad, tanto más asegurada está la máquina del envejecimiento moral.El acortamiento del plazo de funcionamiento de las máquinas hasta 3—4 años las garantiza prácticamente del envejecimiento moral.

La reducción del plazo de funcionamiento, de ningún modo, significa que debe disminuir la producción de la máquina. Como se ha indicado más arriba, la eficiencia sumaria de la máquina se determina no por el plazo de servicio, sino por la *durabilidad* de la máquina.

El problema de disminución del plazo de servicio permaneciendo invariable la longevidad se reduce a aumentar, por todos los medios, *la intensidad de utilización de las máquinas.*

Para las máquinas tecnológicas que trabajan según el régimen de calendario, tiene gran significación el aumento del número de turnos de trabajo y la elevación del grado de carga.

Los procedimientos *constructivos* fundamentales para resolver el problema reside en *universalizar*, esto es, ampliar la gama de las operaciones que efectúa la máquina, y lo principal, mejorar la *fiabilidad* de las máquinas, que lleva a reducir las paradas muertas a causa de las averías y las reparaciones.

El grado de utilización de las máquinas de acción aperiódica (por ejemplo, las máquinas de trabajo estacional) puede elevarse, valiéndose del equipo intercambiable, de enganche y de suspensión que contribuye a mejorar la duración de su trabajo al año.

La rapidez y el grado de envejecimiento moral *dependen de la envergadura y del nivel técnico de la producción*. En las grandes empresas, que intensifican aceleradamente los ritmos de la producción y que perfeccionan ininterrumpidamente el proceso tecnológico, las máquinas envejecen moralmente con mucha más rapidez que en las empresas pequeñas y medianas que se desarrollan con más lentitud.

Las máquinas que envejecen en las condiciones de la producción de vanguardia, se pueden aprovechar con éxito en los sectores de menor responsabilidad o en las empresas de menores envergaduras y con menor dotación de maquinaria, donde ellas podrán funcionar con plena eficiencia, contribuyendo al aumento de la producción industrial. Aunque dichas máquinas condicionan cierta reducción de los ritmos del crecimiento de la producción colectiva, en cambio producirán hasta agotar completamente su recurso físico.

Sobre la base de lo descrito puede decirse que el envejecimiento moral no es un pretexto incondicional en el camino de aumentar la longevidad de las máquinas. Este límite puede alejarse considerablemente por medio de la elección racional de los parámetros iniciales de las máquinas o liquidarse prácticamente mediante la intensificación de su empleo. Por consiguiente, el envejecimiento moral no puede servir de argumento contra el aumento de la longevidad. Esto no libera a los diseñadores de la necesidad de tener en cuenta el factor del envejecimiento moral, sino por el contrario, obliga a tomar todas las medidas para su prevención.

### 1.4 Fiabilidad de explotación

La fiabilidad de la máquina se compone de los siguientes síntomas: alta longevidad, funcionamiento sin fallos, sin averías, estabilidad de acción (capacidad de trabajo duradero sin bajar los parámetros iniciales), resistencia a la fatiga (capacidad de resistir las sobrecargas), pequeño volumen de operaciones de entretenimiento y mantenimiento, poca exigencia en el entretenimiento, vitalidad (capacidad de continuar trabajando cierto tiempo en el caso de deterioros parciales, aunque sea con parámetros reducidos), capacidad de eliminación de los deterioros (conservación de la capacidad de repararse), largos plazos entre las reparaciones, pequeño volumen de los trabajos de reparación.

Debido a la gran diversidad de síntomas que determinan la fiabilidad es dificultoso establecer su criterio único. Lo más frecuente al determinar la fiabilidad es partir del concepto de *fallo* de la máquina, es decir, cualquier parada forzada de la máquina.

La fiabilidad de la máquina puede caracterizarse:

por la frecuencia de fallos;

por la duración del trabajo ininterrumpido de la máquina entre los fallos;

por la regularidad del cambio de la frecuencia de fallos, en el curso de servicio de la máquina;

por el grado de gravedad de los fallos, el volumen, el coste y la duración de los trabajos indispensables para liquidar los fallos.

La prolongación de las paradas forzadas de la máquina se caracteriza por el coeficiente de parada $\eta_{par}$ (de otro modo, *coeficiente de desarreglo*) que representa en sí la relación de la duración $h_{par}$ de las horas muertas en un intervalo determinado de tiempo a la suma de la duración $h_{re}$ del trabajo real y $h_{par}$ en el mismo intervalo de tiempo:

$$\eta_{par}=\frac{h_{par}}{h_{re}+h_{par}}=\frac{1}{1+\frac{h_{re}}{h_{par}}}.$$

La duración del trabajo puntual de la máquina se caracteriza por el *coeficiente de buen estado*

$$\eta_{b.est}=\frac{h_{re}}{h_{re}+h_{par}}=1-\eta_{par}.$$

Por el grado de gravedad los fallos se dividen en ligeros, medianos y graves.

Los fallos ligeros son los pequeños desarreglos que se liquidan en el sitio con el personal de servicio, empleando la herramienta improvisada.

Los fallos medianos, son los desarreglos y deterioros que obligan a parar para largo tiempo la máquina, a desmontarla parcialmente y a intercambiar (o restaurar) las piezas deterioradas y que se efectúa con la ayuda de los servicios de reparación.

Los fallos graves son las averías que afectan los órganos vitalmente importantes de la máquina y que exigen una parada duradera para la reparación. Estos fallos comprenden el desgaste general de la máquina que requiere en una determinada fase la revisión completa de la máquina y el recambio de las piezas desgastadas.

Por su origen se distinguen los fallos provocados: *por los defectos constructivos y tecnológicos*; *por la explotación incorrecta*; *casuales*.

Se entiende por explotación incorrecta el entretenimiento negligente de la máquina, el incumplimiento de las reglas de explotación, la inobservancia de los regímenes establecidos (sobrecargas), los errores en la sucesión de las operaciones de mando (conexiones no correctas), la inobservancia de la técnica de seguridad, etc.

La mayoría de los fallos que se atribuyen a la explotación incorrecta, pueden referirse, con pleno fundamento, a cuenta de los *defectos de construcción*. En la construcción perfecta se debe evitar la utilización de la máquina en regímenes peligrosos de sobrecargas, excluir las posibles conexiones incorrectas y reducir

al mínimo la influencia de la calidad del entretenimiento en la capacidad de trabajo de la máquina.

La fiabilidad de la máquina se podría caracterizar por el volumen de trabajos para liquidar los fallos, es decir, a fin de cuentas, por el índice del coste de las reparaciones, que reflejan en conjunto la frecuencia y el grado de gravedad de los fallos y de la capacidad de reparación de la máquina. No obstante, este índice es relativo por las causas siguientes. En primer lugar, los plazos entre las reparaciones y el coste de las reparaciones dependen no sólo de la fiabilidad de las máquinas, sino también de la calidad de los trabajos de servicio y reparación. En segundo lugar, el coste de las reparaciones se determina no sólo por el volumen de las reparaciones necesarias, sino también por el nivel de organización de las reparaciones. En tercer lugar, el coste sumario de las reparaciones depende de la política del aumento del plazo de funcionamiento de las máquinas. Llevando una política injusta de *restauración* de las máquinas, en lugar de elevar la producción de nuevas máquinas y, particularmente, de aumentar su longevidad, los gastos en la reparación pueden ser muy considerables.

En fase de elaboración se encuentra la *teoría de la fiabilidad*. El objeto de esta teoría son: la determinación de las exigencias a la fiabilidad desde las posiciones técnicas y económicas; el estudio de las regularidades estadísticas de la aparición de los fallos; la aclaración de las causas de los fallos (diagnóstico de los fallos); la revelación de las piezas y conjuntos que son la causa más frecuente de los fallos; la pronosticación de los fallos; la determinación del grado de peligro de los fallos y la complejidad de su liquidación; el estudio de la influencia que ejercen los fallos en la economía de la explotación de las máquinas; la elaboración de índices objetivos de la fiabilidad de las máquinas.

Unos apartados especiales de la teoría componen los problemas de la fiabilidad de los *complejos de las máquinas* (producción en cadena y continua, líneas de producción automáticas y semiautomáticas). A éstos se refieren los siguientes problemas: *mando* de los complejos y control de su interacción, *reservamiento* (introducción de máquinas y cadenas de reserva), *acumulamiento* (introducción de acumuladores que garanticen el trabajo ininterrumpido del complejo en caso del fallo breve de una de las máquinas), etc.

La teoría de la fiabilidad por el contenido y por los métodos se acerca mucho a la teoría de la longevidad. Semejantemente a la última, la teoría de la fiabilidad se apoya en los métodos de la teoría de las probabilidades y de la estadística matemática, formulando las deducciones en forma de relaciones probabilísticas.

La fiabilidad de la máquina se caracteriza por el tiempo probable medio de trabajo ininterrumpido de la máquina (rendimiento probable medio de la máquina en un fallo) en función del tiempo de explotación o por la frecuencia probable media de los fallos, así como por la densidad de distribución de los fallos durante el período de trabajo de la máquina.

La teoría de la fiabilidad, pronosticando los fallos que con más frecuencia se encuentran en la práctica, puede servir de gran ayuda en las manos del constructor de maquinaria. A este último le toca la parte principal del problema, la *activa*, es decir, la iliminación de los sitios débiles de la construcción y elevar su fiabilidad en conjunto. Haciendo uso de todos los procedimientos modernos de construcción y tecnológicos, en principio, es posible (en todo caso, para muchas categorías de máquinas) alcanzar que se eviten completamente los fallos, a excepción de los que se producen por causas puramente casuales.

### 1.4.1 Caminos para aumentar la fiabilidad

La fiabilidad de las máquinas, en primer lugar, se determina por la resistencia mecánica y la rigidez de la construcción.

Los procedimientos racionales de elevar la resistencia que no necesitan el aumento del peso son: el empleo de perfiles y formas ventajosas, la utilización máxima de la resistencia del material, carga uniforme, en lo posible, en todos los elementos de la construcción.

Los mejores procedimientos de elevación de la rigidez son la elección correcta del esquema de carga, la disposición racional de los apoyos, dar a las construcciones formas rígidas.

La ausencia de averías en el trabajo y la duración de los plazos entre las reparaciones dependen en mucho de la correcta explotación, del cuidado minucioso de la máquina, de los entretenimientos escrupulosos, de la profilaxis a su debido tiempo y de evitar las sobrecargas. Pero sería injusto confiar completamente en la calidad del entretenimiento. Las condiciones de la correcta explotación de la máquina deben ser previstas en su construcción. Se debe garantizar el trabajo fiable, incluso en las condiciones de entretenimiento insuficientemente calificado. Si la máquina se estropea en manos inhábiles o inexpertas, esto significa que la construcción se ha elaborado insuficientemente desde el punto de vista de la fiabilidad.

El factor subjetivo en el entretenimiento y mando de la máquina conviene eliminarlo en lo posible, y deben reducirse al mínimo las operaciones de entretenimiento.

Deben excluirse tales operaciones periódicas como la regulación, el tensado, la lubricación, etc., que como resultado de una calificación insuficiente del entretenimiento puede ser el motivo de un desgaste elevado y de que la máquina quede fuera de servicio prematuramente.

Por ejemplo, en los motores de combustión interna la regulación de los huelgos en el mecanismo de válvula puede suprimirse introduciendo compensadores automáticos del desgaste y de la dilatación térmica (hidráulico o de otro tipo). Esto no sólo simplifica el entretenimiento; garantizando prácticamente el trabajo sin huelgos del mecanismo de válvula, los compensadores mejoran esencialmente su durabilidad.

Puede eliminarse también el ajuste periódico de los cojinetes de biela y de bancada de los motores. El estado moderno de la técnica de lubricación permite crear cojinetes que trabajan prácticamente un tiempo ilimitado con desgaste mínimo.

El apriete periódico de las tuercas y pernos que se aflojan durante el funcionamiento puede eliminarse, empleando uniones a rosca de autoapriete.

Complica considerablemente la explotación un sistema irracional de lubricación, que requiere una atención permanente por parte del personal de servicio. Se debe evitar la lubricación periódica puntual. Si las condiciones constructivas no lo permiten, conviene usar apoyos autolubricantes o introducir un sistema de suministro centralizado de lubricante a todos los puntos de engrase desde un puesto.

La mejor solución, desde el punto de vista de seguridad y comodidad de explotación es el sistema de lubricación totalmente automatizado que no requiere el cambio periódico del lubricante. Esto es realizable, si se prevén medidas contra la oxidación y la transformación térmica del aceite y que garanticen la depuración y regeneración constante del aceite.

En el sistema de lubricación es necesario insertar dispositivos de emergencia que garanticen el suministro de aceite, aunque sea en cantidades mínimas, al quedar inhabilitado el sistema principal.

Uno de los procedimientos para aumentar la fiabilidad de explotación es la duplicación de los dispositivos de servicio, en el trabajo de los cuales ocurren con frecuencia fallos. De ejemplo nos puede servir la duplicación del sistema de encendido de los motores de gasolina, como también los sistemas de mando automático. En los casos en que se exige un funcionamiento totalmente sin fallos, del cual depende la vida de la gente, se emplea la duplicación reiterada de los sistemas de mando. En el complejo de las medidas que aseguran la fiabilidad de servicio de la máquina, desempeña un gran papel la protección automática de las sobrecargas aleatorias y premeditadas, con ayuda de dispositivos de seguridad y de límite que trabajan en régimen de vigilancia y que responden a la sobrecarga de la máquina.

Lo más racional es la automatización total del mando, es decir, convertir la máquina en unidad autoservicio, autorreguladora y autoajustadora en el régimen óptimo de trabajo del grupo.

Como ejemplo pueden aportarse las cajas autoconmutadoras de cambio de velocidades y la transmisión del automóvil con regulación progresiva de la relación de engranaje desde el motor hasta el tren de rodaje. El sistema establece automáticamente la relación de engranaje óptima para dadas condiciones de marcha, del perfil y del estado del camino, lo que garantiza el aumento del rendimiento económico y la elevación del recurso de marcha.

Una elevada fiabilidad de la máquina puede lograrse sólo con un complejo de medidas constructivas, tecnológicas y técnico-organizativas. La elevación de la fiabilidad exige el trabajo conjunto duradero, cotidiano, escrupuloso, orientado hacia un objetivo de los diseñadores, tecnólogos, metalúrgicos, experimentadores y productores conforme a un plan minuciosamente elaborado y sucesivamente realizado.

La condición infalible de la fabricación de productos de buena calidad es la tecnología progresiva de fabricación, la alta cultura de la producción, la observación rigurosa del régimen tecnológico y el control minucioso de la producción en todas las fases de la fabricación, desde las operaciones de fabricación de las piezas hasta el montaje de la unidad.

Representa gran dificultad la apreciación objetiva de los índices de fiabilidad, longevidad y coste de la explotación. Estos índices pueden ser aclarados de una manera cierta sólo pasado un largo intérvalo de tiempo, además en la producción que se encuentra

fuera ya de las paredes de la fábrica productora y esparcida por distintos puntos, algunas veces alejados, de explotación.

En estas condiciones adquieren importante significación los métodos de determinación acelerada de la longevidad de las piezas, conjuntos, unidades y de las máquinas en conjunto. En esta cuestión pueden prestar gran ayuda *los laboratorios de la longevidad* para la prueba sistemática de desgaste y de duración de la producción.

Cabe aplicar más ampliamente *el método de simulación de las condiciones de explotación* consistente en las pruebas en el banco o de servicio de las máquinas en régimen forzado en condiciones, a ciencia cierta, más pesadas que las del trabajo normal de las máquinas. En este caso, la máquina ejecuta, en un plazo máximamente apretado, un ciclo que trabajando ésta normalmente duraría varios años. Los ensayos se realizan hasta el comienzo del desgaste límite e incluso, hasta la destrucción total o parcial de la máquina, parándolas periódicamente para medir los desgastes, registrar el estado de las piezas y determinar los síntomas de la aproximación de averías.

Semejantes ensayos rigurosos permiten revelar las insuficiencias de la construcción y tomar medidas para su liquidación. Los ensayos acelerados dan también material inicial suficientemente seguro para apreciar la longevidad real de la máquina.

#### 1.4.1.1 Puesta a punto de las máquinas en servicio

Con el fin de crear máquinas fiables y durables es necesario estudiar minuciosamente la experiencia de la explotación. El trabajo de las oficinas de proyectos sobre la máquina no debe finalizar con los ensayos oficiales de la muestra experimental y con la entrega de la máquina para la producción en serie.

La puesta a punto de la máquina comienza verdaderamente después de que se pone en servicio. La comprobación de su funcionamiento permite mejor que nada descubrir y eliminar los puntos débiles de la construcción.

Las insuficiencias de la máquina se revelan sobre todo claramente durante su reparación. Por eso, es obligatorio que el diseñador tenga relación estrecha y continua con las empresas de reparación. Es de provecho que las fábricas constructoras de producción en masa y en gran escala tengan sus propios departamentos de reparación, como *laboratorios para estudiar las máquinas y escuelas para elevar la calidad del diseñado.*

Es de interés el sistema de organización de la reparación en las empresas de construcción de maquinaria de los EE.UU. Según los datos de investigación de 356 firmas realizada por el Instituto de Economía de la Academia de Ciencias de las URSS, en un 46 % de los casos, los dirigentes de las oficinas de proyectos de las fábricas son jefes de los talleres de reparación; en un 18 %, los talleres de reparación se subordinan a los dirigentes de las oficinas de proyectos, en un 24 %, a otros servicios y sólo en un 12 % de los casos los talleres de reparación son unidades independientes. De este modo, en un 64 % de los casos los talleres de reparación de una u otra forma están relacionados directamente con la sala de pro-

yectos. Esta tendencia no es casual, representando en sí el resultado de la política sistemática de iniciación a los diseñadores en el arte de reparación como medio para elevar la calidad del diseñado.

Al estudiar los defectos es necesario distinguir los defectos casuales de los sistemáticos. Los defectos casuales se suelen condicionar por el control poco satisfactorio y la insuficiente disciplina tecnológica en la fábrica constructora. Los defectos sistemáticos son un testimonio de la insuficiencia de la construcción y exigen introducir al instante correcciones en las máquinas que se fabrican.

La observación del funcionamiento de la máquina en explotación debe incluirse en el plan de los trabajos de las oficinas de diseños junto con el diseñado y componer una parte considerable del tiempo del diseñador. Estando alejado de la explotación, el diseñador no puede perfeccionarse y nunca alcanzará la cúspide de la maestría de diseñador.

### 1.4.2 Precio de coste de la máquina

La reducción del coste de la producción de maquinaria representa un problema complejo: de producción y de construcción. La racionalización de la producción (mecanización y automatización de los procesos de elaboración, concentración de las operaciones tecnológicas, especailización de las plantas, cooperación fabril, etc.) disminuye bruscamente el coste de la fabricación de las máquinas.

Estas medidas son realizables y dan el mayor efecto para grandes envergaduras de la producción y estabilidad de los productos. Aquí, en primer plano sobresale la importancia que tiene el diseñador. Este debe inculcar en la construcción *las premisas de la fabricación de un modelo en el curso de un largo período de tiempo a la mayor envergadura posible de producción*, es decir, crear una construcción que posea amplia aplicación y recursos de desarrollo y de perfección.

Una gran significación tiene *la disminución del número de dimensiones tipo de las máquinas*, mediante la elección racional del conjunto de tipos y parámetros de las máquinas. La reducción de la cantidad de modelos permite elevar la producción en serie con ganancia en el precio de la fabricación.

Lo importante es garantizar *las cualidades de ingeniería* que deben reunir las construcciones.

Se entiende por cualidades de ingeniería el conjunto de síntomas que garantizan la fabricación más económica, rápida y productiva de las máquinas, aplicando los métodos progresivos de elaboración con el aumento simultáneo de la calidad, exactitud e intercambiabilidad de las piezas.

En el concepto de cualidades de ingeniería conviene incluir también los síntomas que aseguran el *montaje* más productivo del objeto (cualidades de ingeniería del montaje) y la *reparación* más conveniente y económica (cualidades de ingeniería de la reparación.)

Dicho concepto depende de la envergadura y del tipo de producción. La producción de piezas sueltas y la producción en pequeños lotes plantea a las cualidades de ingeniería unas exigencias; la producción en masa y en gran escala, otras. Los indicios de las cualidades de ingeniería son específicos para las piezas de distintos grupos de fabricación.

Un gran efecto económico dan la unificación y normalización de las piezas, conjuntos y unidades.

### 1.4.3 Unificación

*La unificación* consiste en el empleo reiterado de unos mismos elementos en las construcciones, cosa que contribuye a reducir la nomenclatura de las piezas y a disminuir el coste de la fabricación, a simplificar la explotación y la reparación de las máquinas.

La unificación de los *elementos constructivos* permite reducir la nomenclatura de la herramienta para trabajar dichos elementos, de los instrumentos de medir y de los útiles de montaje. A unificación se someten las conjugaciones de encaje (según los diámetros de encaje, los ajustes y clases de precisión), uniones a rosca (según los diámetros, los tipos de rosca, los ajustes y las clases de precisión, las dimensiones para la llave), las uniones por chaveta y por estrías (según los diámetros, las formas de las chavetas y de las estrías, los ajustes y las clases de precisión), los engranajes (según los módulos, los tipos de los dientes y las clases de precisión), chaflanes y redondeos (según las dimensiones y los tipos), etc.

La unificación de las *piezas y conjuntos originales* puede ser *interior* (en los límites del producto dado) y *exterior* (adoptación de piezas de otras máquinas de la misma fábrica o de las fábricas contiguas).

El mayor efecto económico lo da la adoptación de las piezas de las máquinas que se fabrican en serie, cuando pueden recibirse las piezas acabadas. La adoptación de las piezas de las máquinas de producción de piezas sueltas, de las máquinas retiradas o que se deben retirar de la producción, así como de las que se fabrican en las empresas de otros departamentos, cuando la obtención de piezas es imposible o difícil, tiene sólo un lado positivo: la comprobación de las piezas por la experiencia de la explotación. En muchos casos esto tambien justifica la unificación.

La unificación de las marcas y del surtido de materiales, electrodos, dimensiones tipo de piezas de sujeción y de otras normalizadas, de cojinetes de contacto rodante, etc., facilita el suministro a la fábrica constructora y a las empresas de reparaciones de materiales, piezas normalizadas y artículos comprados.

El grado de unificación se valoriza por el coeficiente $\eta_{un}$ que se representa como la relación:

del número de piezas unificadas al número total de piezas del producto fabricado

$$\eta_{un} = \frac{z_{un}}{z} 100\%;$$

del peso de las piezas unificadas al peso total del producto fabricado

$$\eta_{un} = \frac{\sum G_{un}}{G} 100\%;$$

del coste de las piezas unificadas al coste del producto fabricado

$$\eta_{un} = \frac{\sum C_{un}}{C}.$$

La insuficiencia del primer índice consiste en que no tiene en cuenta el valor específico de las piezas unificadas en la construcción de la máquina. El segundo índice tiene en cuenta la parte del peso de las piezas unificadas en el peso total de la máquina. El índice más correcto es el tercero. No obstante, su determinación es más difícil que la de los primeros.

El grado de unificación interior puede valorizarse por el *coeficiente de reiteración*

$$\eta_{reit} = \left(1 - \frac{N_d}{N_{iez}}\right) 100\%,$$

donde $N_d$ es el número de denominaciones de las piezas del producto;

$N_{piez}$ es el número total de piezas del producto.

Este coeficiente que se determina fácilmente sobre la base de la especificación general, caracteriza sumariamente la perfección de la construcción, en el sentido de la reducción de la nomenclatura de las piezas. En las buenas construcciones $\eta_{reit} = 40-60\%$.

Para la apreciación diferenciada se emplean los siguientes índices. El grado de unificación de las *piezas originales* es

$$\eta_{un.or} = \frac{N_{un.or}}{N_{or}} 100\%,$$

donde $N_{un.or}$ es el número de piezas originales unificadas;

$N_{or}$ es el número total de piezas originales.

El grado de unificación de los *elementos de la construcción* es

$$\eta_{el} = \left(1 - \frac{N_{dt}}{N_{el}}\right) 100\%,$$

donde $N_{dt}$ es el número de dimensiones tipo de los elementos dados;

$N_{el}$ es número total de elementos dados en el producto.

Por ejemplo:

el grado de unificación de las *roscas* es

$$\eta_{ros} = \left(1 - \frac{N_{dt.ros}}{N_{un.ros}}\right) 100\%,$$

donde $N_{dt.ros}$ es el número de dimensiones tipo de las roscas;
$N_{un.ros}$ es el número total de uniones a rosca en el producto.

El grado de unificación de las *piezas de sujeción* es

$$\eta_{suj} = \left(1 - \frac{N_{dt.suj}}{N_{suj}}\right) 100\%,$$

donde $N_{dt.suj}$ es el número de dimensiones tipo de las piezas de sujeción;
$N_{suj}$, es el número total de piezas de sujeción en el producto.

### 1.4.4 Normalización

La normalización es la reglamentación de la construcción y las dimensiones tipo de las piezas de maquinaria ampliamente empleadas (piezas de sujeción, manguitos, accesorios de tuberías, racores, niples, engrasadores, prensaestopas, piezas de mando, manecillas, volantes de mano, volantes de mando, etc.), de conjuntos y unidades (embragues, grifos, correderas, dispositivos de engrase, bombas, lubricadores, filtros, válvulas reductoras, conjuntos de accionamientos neumáticos e hidráulicos, etc.).

Existen piezas normalizadas oficiales (de toda la URSS), de una rama industrial y de un departamento. Casi en cada oficina de proyectos especializada normalizan las piezas y conjuntos tipo para dada rama industrial de la construcción de maquinaria.

La normalización acelera el diseñado, simplifica la fabricación, explotación y reparación de las máquinas. La elección correcta de la construcción de las piezas normalizadas, contribuye a la elevación de la fiabilidad de las máquinas.

La normalización da el mayor efecto, cuando se reduce el número de las dimensiones tipo empleadas de las piezas normalizadas, es decir, si se unifican aquéllas. En la práctica de las oficinas de proyectos, este problema se resuelve con la emisión de *limitadores* que contienen el mínimo de piezas normalizadas que satisface las necesidades de la clase de máquinas a proyectar.

Las ventajas de la normalización se realizan en plena medida con la fabricación centralizáda de las piezas normalizadas en plantas especializadas. Esto descarga las fábricas de maquinaria del trabajo laborioso de la fabricación de piezas normalizadas y simplifica el suministro de piezas de repuesto a las empresas de reparaciones.

El grado de normalización se valoriza por el coeficiente

$$\eta_{nor} = \frac{N_{nor}}{N_t} 100\%$$

donde $N_{nor}$ es el número de piezas normalizadas;
$N_t$ es el número total de piezas en el producto.

Para realizar con éxito la normalización es necesario que las piezas normalizadas sean de alta calidad. Además, el empleo de estas piezas no debe ahogar la iniciativa creadora del diseñador y obstaculizar las búsquedas de nuevas soluciones constructivas, más racionales. Durante el diseñado de máquinas no hay que detenerse ante el empleo de nuevos resultados en el terreno de las piezas normalizadas que se abarcan, si estas soluciones tienen ventaja explícita ante las piezas normalizadas existentes.

## 1.5 Formación de máquinas derivadas sobre la base de la unificación

La unificación representa un procedimiento eficaz y económico de creación, sobre la base del modelo inicial, de una serie de máquinas derivadas de igual designación, pero con distintos índices de potencia, productividad, etc., o de máquinas de distinta designación que ejecutan cualitativamente otras operaciones, y calculadas para fabricar otra producción.

Actualmente han surgido varias orientaciones para resolver este problema. Pero no todas son universales. En la mayoría de los casos cada método es aplicable sólo a cierta categoría de máquinas, con la particularidad de que su efecto económico es distinto.

La clasificación, que se da a continuación, de los métodos de creación de máquinas unificadas derivadas es convencional. Algunos de estos métodos están estrechamente enlazados uno con otro; trazar una frontera rigurosa entre ellos es difícil. Es posible la combinación y el empleo paralelo de dos o de varios métodos.

### 1.5.1 Seccionamiento

El método de *seccionamiento* reside en dividir las máquinas en secciones iguales y formar máquinas derivadas mediante la composición de secciones unificadas.

Se seccionan con éxito muchos tipos de aparatos transportadores y elevadores (por ejemplo, los transportadores de cinta, de rasquetas y de cadena). En el caso dado, el seccionamiento se reduce a la construcción de la armazón de las máquinas de secciones y a la composición de máquinas de distinta longitud con nueva cinta portadora.

Se seccionan con particular sencillez las máquinas con cinta portadora de eslabones (elevadores de cangilones, transportadores de placas con cinta sobre la base de cadenas de casquillos y rodillos), en las cuales la longitud de la cinta se puede variar mediante la extracción o adición de eslabones.

El rendimiento económico de la formación de máquinas por este procedimiento sufre poco si se introducen algunas secciones no estan-

dartizadas que pueden ser útiles para adaptar la longitud de la máquina a las condiciones locales.

También pueden seccionarse los filtros de disco, cambiadores de calor de placas, bombas centrífugas, de torbellino e hidráulicas axiales. En el último caso, mediante un conjunto de secciones puede obtenerse una serie de bombas multietapa de distinta presión, unificadas conforme a los órganos de trabajo principales.

### 1.5.2 Método de variación de las dimensiones lineales

Con este método, con el fin de obtener distinta productividad de las máquinas y grupos se modifica su *longitud*, conservando la forma de la sección transversal. Este método es aplicable a una clase limitada de máquinas (principalmente rotativas), la productividad de las cuales es proporcional a la longitud del rotor (bombas de engranajes, rotativas, de aletas, compresores de Root, mezcladoras, máquinas de rodillos, etc.).

El grado de unificación, con este método no es grande. Se unifican sólo las tapas frontales de las armazones y las piezas auxiliares. La ganancia económica principal la da la conservación de la maquinaria fundamental tecnológica para elaborar los rotores y las cavidades interiores de las armazones.

Un caso particular del empleo de este método es el aumento de la carga en las transmisiones por engranajes, en los reductores y en las cajas de cambio de velocidades aumentando la longitud de los dientes de las ruedas, conservando su módulo.

### 1.5.3 Método del grupo básico

Este método se basa en la aplicación del *grupo básico* que se transforma en máquina de distinta designación agregándole un equipo especial. Este método tiene mayor empleo en la fabricación de máquinas de construcción de carreteras, grúas móviles, cargadores, apiladoras, quitanieves y vehículos automóviles especializados. En el caso dado el grupo básico suele ser el chasis del tractor o del automóvil, que se fabrican en serie. Montando sobre el chasis un equipo complementario se obtiene una serie de máquinas de distinta aplicación.

El método del grupo básico se emplea ampliamente al construir máquinas agrícolas.

El acoplamiento de un equipo especial exige la elaboración de mecanismos y conjuntos complementarios (cajas de toma de fuerza, mecanismos elevadores y giratorios, cabrestantes, inversores, embragues de fricción, frenos, mecanismos de mando, cabinas). Estos conjuntos, a su vez, pueden en considerable medida unificarse.

### 1.5.4 Método de conversión

Con el método de *conversión* la máquina básica o sus elementos principales se utilizan para crear conjuntos (máquinas combinadas) de distinta designación, a veces próximos por su proceso de trabajo, otras veces distintos.

De ejemplo de conversión nos puede servir el paso de los motores de combustión interna de pistón de una especie de combustible a otra, de un tipo de proceso térmico a otro (del ciclo de encendido por chispa al ciclo de ignición por compresión).

Los motores de carburador de gasolina se convierten con relativa facilidad en motores de gas. Para esto basta cambiar los carburadores por un mezclador y variar el grado de compresión (que se consigue más simplemente variando la altura de los émbolos) y realizar ciertas modificaciones constructivas secundarias. En conjunto el motor permanece siendo el mismo.

La conversión del motor de gasolina o de gas en motor Diesel es un problema más difícil, principalmente debido a las propiedades inherentes de los Dieseles de elevados esfuerzos de trabajo condicionados por el alto grado de compresión y por la alta presión de explosión. Por consiguiente, el motor a convertir debe poseer considerable margen de seguridad. La conversión, en este caso, reside en cambiar el carburador por una bomba de combustible y por inyectores (o bombas de inyección individual), en el cambio del grado de compresión (cambiar las culatas de los cilindros, aumentar la altura de los émbolos o variar la configuración de sus fondos).

Otro ejemplo de conversión es el cambio del aire de los compresores de aire de émbolo por otro agente de trabajo (gas, amoníaco, freón). En este caso, al realizar la modificación es necesario tener en cuenta las distintas propiedades físicas y químicas de los agentes de trabajo y elegir respectivamente los materiales para las piezas de servicio.

De ejemplo de conversión de los conjuntos que se distinguen considerablemente por el proceso de trabajo puede servirnos la transformación del motor de combustión interna en compresor de émbolo. La conversión, en el caso dado, incluye el cambio de las culatas del motor por cajas de válvula con el correspondiente cambio del mecanismo de distribución y exige considerables modificaciones.

### 1.5.5 Compoundaje

El método de *compoundaje* (de simultaneidad paralela) reside en el acoplamiento paralelo de máquinas o conjuntos con el fin de elevar la potencia total o la productividad de la instalación.

Las máquinas a aparear pueden ser colocadas al lado como grupos independientes o enlazadas la una con la otra por dispositivos de sincronización, de transporte, etc., o por fin, unidas constructivamente en una unidad.

De ejemplos de la simultaneidad del primer tipo pueden servir la instalación en pareja de los motores marinos cada uno de los cuales pone en movimiento su hélice, y la instalación de dos o de un mayor número de motores en los planos del avión. Además del aumento de la potencia total (cuando es difícil construir un motor de gran potencia) este procedimiento a veces ayuda a resolver con éxito otros problemas. Así, la instalación paralela de los motores marinos mejora la maniobrabilidad del buque, particularmente, a marcha lenta.

La instalación de varios motores en los aviones favorece las maniobras de viraje y de rodaje en tierra. El empleo de varios motores mejora en cierto grado también la fiabilidad de la instalación: si se para uno de los motores el avión puede continuar su vuelo, aunque a reducida velocidad.

Un ejemplo de la simultaneidad del segundo tipo es la instalación paralela de las máquinas para elaborar en grupos (de 2—3). Esta se usa en las líneas de producción automáticas, cuando la productividad de una de las máquinas de la cadena es menor que la de toda la línea. Este tipo de instalación obliga a dividir la cadena de producción en dos o más cadenas (correspondientemente al número de máquinas paralelamente incorporadas) con la unión subsiguiente de éstas en una.

Un ejemplo de la simultaneidad del tercer tipo es la duplicación o triplicación de las máquinas para elaborar en línea, es decir, la unión de varios órganos de trabajo en una bancada común. Como resultado, se obtiene una máquina de cadena de producción paralela multilineal con una productividad elevada correspondiente al número de órganos.

### 1.5.6 Modificación

Se llama *modificación* a la transformación de la máquina con el fin de adaptarla a otras condiciones de trabajo, operaciones y tipos de producción, sin variar la construcción fundamental.*)

Como ejemplo de modificación puede aportarse la adaptación de la máquina para el trabajo en distintas condiciones climatológicas. La transformación, en el caso dado, se reduce principalmente al cambio de los materiales. En las máquinas que trabajan en un clima húmedo tropical se emplean aleaciones resistentes a la corrosión, en las máquinas que se explotan en regiones de clima duro, materiales resistentes al frío, los sistemas de lubricación se adoptan para el trabajo a temperaturas bajas.

Otro ejemplo es la modificación de las máquinas estacionarias

*) A veces el concepto de modificación tiene el sentido de modernización de las máquinas y mejoramiento de sus índices.

para trabajar en el transporte marítimo. Aquí, el problema consiste en aliviar por todos los medios la máquina, sustituyendo las aleaciones pesadas (fundición) por ligeras (a base de aluminio) y la introducción de materiales resistentes a la corrosión que causa el aire húmedo marítimo y el agua de mar.

La modificación de las máquinas designadas para trabajar en condiciones de contacto con agentes químicos activos consiste en protegerlas de las solicitaciones nocivas, mediante la introducción de empaquetaduras reforzadas y el empleo de materiales químicamente resistentes.

La modificación de las máquinas que se deben adaptar a distintas operaciones o productos es más complicada. En este caso, el método de modificación se une estrechamente con el método de agrupamiento.

### 1.5.7 Agrupamiento

*El agrupamiento* consiste en crear máquinas mediante la combinación de conjuntos unificados que representan grupos independientes colocados en distinto número y combinaciones en una bancada común.

Este principio adquirió la expresión más completa en la construcción de máquinas herramienta para operaciones múltiples. Tales máquinas se crean sobre la base de bloques (módulos) unificados (bloques elaboradores, cajas combinadoras, mecanismos de sincronización, mesas giratorias, cajas de aplicación general, bancadas, montantes, grupos auxiliares, sistemas de suministro de líquidos lubricantes refrigerantes, mando eléctrico y accionamientos hidráulicos).

El producto, por lo general, permanece inmóvil en el proceso de elaboración. A éste se le acercan por distintos lados los bloques ajustados de modo correspondiente; las operaciones de elaboración transcurren simultáneamente, lo que acelera mucho el proceso tecnológico.

Las ventajas principales del agrupamiento son: la reducción de los plazos y el coste del diseñado y de la fabricación de las máquinas, la simplificación del entretenimiento y la reparación, la posibilidad del reajuste de las máquinas para elaborar diversas piezas.

El método en cuestión tiene grandes perspectivas. Además de las máquinas herramienta puede aplicarse en muchas otras máquinas para elaborar.

El agrupamiento parcial es la utilización de conjuntos y unidades estandartizados fabricados en serie por la industria (reductores, bombas, compresores), así como la adoptación de los conjuntos y unidades de los productos que se producen en serie (cajas de cambio de velocidades, diferenciales, mecanismos de conmutación, embragues, acoplamientos de fricción).

### 1.5.8 Normalización compleja

Un método afín al de agrupamiento es el de *normalización compleja*, que se emplea para los conjuntos del tipo más simple (capacidades, sedimentadores, instalaciones de evaporación, instalaciones preparadoras de mezclas que se emplean vastamente en la industria química y alimenticia).

La sencillez de las formas constructivas de estas unidades permite normalizar todos o casi todos los elementos de su construcción. Se someten a normalización por sus dimensiones tipo las virolas de los depósitos, fondos, tapas, puertas de acceso, escotillas, piezas accesorias (válvulas, correderas), las patillas de sujeción, montantes. Se normalizan también conjuntos enteros (cambiadores de calor, accionamientos de mezcladoras, dispositivos dosificadores), etc.

La particularidad de los aparatos de este tipo es el vasto empleo de la maquinaria auxiliar comprada (bombas, bombas de vacío, filtros, derivadores del condensado, aparatos de control y de mando, medios de automatización).

De las piezas normalizadas, de los conjuntos unificados y del equipo comprado puede componerse:

aparatos con igual proceso de trabajo, pero con distintas dimensiones y productividad;

aparatos para una misma destinación, pero con diferentes parámetros del proceso de trabajo (presión, vacío, temperatura);

aparatos de distinta designación y con distinto proceso de trabajo.

### 1.5.9 Series unificadas

En algunos casos es posible la formación de una serie de máquinas derivadas de distinta potencia o productividad mediante el cambio del número de órganos principales de trabajo y su empleo en diversas combinaciones. Estas series se llaman *familia*, *gama* o *serie* de máquinas. Este procedimiento es aplicable a las máquinas, cuya potencia o productividad depende del número de órganos de trabajo.

Este método asegura las siguientes ventajas tecnológicas y de explotación:

simplificación, aceleración y abaratamiento de los procesos de diseñado y fabricación de las máquinas;

posibilidad del empleo de los métodos de alta productividad del maquinado de las piezas unificadas;

disminución de los plazos de puesta en punto y asimilación de los especímenes experimentales (gracias al funcionamiento sincrónico de los órganos principales de trabajo);

aliviación de la explotación;

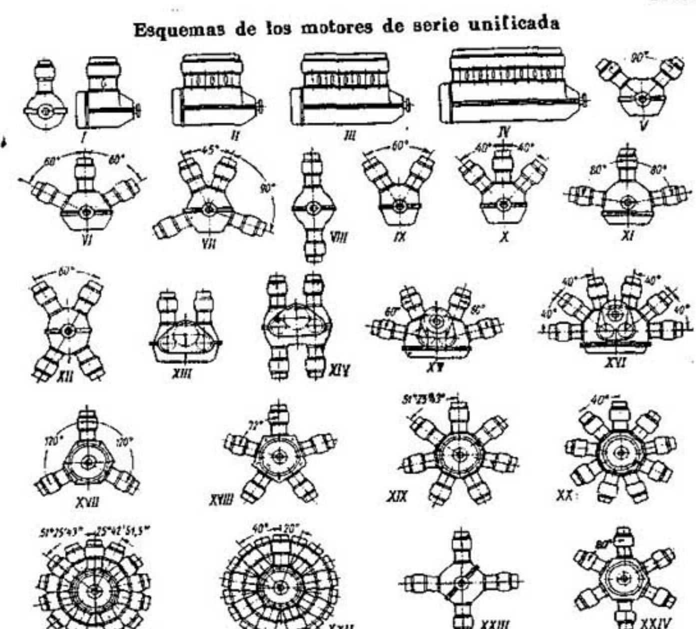
reducción de los plazos de preparación del personal técnico de servicio y los plazos de reparación de las máquinas, así como la simplificación del suministro de piezas de repuesto.

Un ejemplo clásico de la formación de máquinas unificadas es la creación de series de motores de combustión interna de cuatro tiempos sobre la base del grupo de cilindros unificado y del grupo de pistón-biela parcialmente unificado.

La combinación de cilindros se limita por la condición de equilibrio de las fuerzas de inercia de las masas móviles alternativas y por la condición de la alternación regular de las explosiones. En la tabla 3 se representan las combinaciones que satisfacen estas condiciones.

*Tabla 3*

**Esquemas de los motores de serie unificada**




| Nº | Tipo de motor | Número de cilindros |
|---|---|---|
| I | de una hilera de cilindros | 2 |
| II | ídem | 4 |
| III | ídem | 6 |
| IV | ídem | 8 |
| V | de dos hileras de cilindros en V | 8 |
| VI | de tres hileras de cilindros en W | 12 |
| VII | de cuatro hileras de cilindros en X | 16 |
| VIII | de dos hileras de cilindros opuestos | 12 (8) |

| Nº | Tipo de motor | Número de cilindros |
|---|---|---|
| IX | de dos hileras de cilindros en V | 12 |
| X | de tres hileras de cilindros en W | 18 |
| XI | ídem | 18 |
| XII | de cuatro hileras de cilindros en X | 24 (16) |
| XIII | de dos hileras de cilindros de dos árboles | 12 (8) |
| XIV | de cuatro hileras de cilindros de dos árboles | 24 (16) |
| XV | ídem | 24 (16) |
| XVI | de seis hileras de cilindros de dos árboles | 36 (24) |
| XVII | de una hilera de cilindros en estrella | 3 |
| XVIII | ídem | 5 |
| XIX | ídem | 7 |
| XX | ídem | 9 |
| XXI | de dos hileras de cilindros en estrella, los cilindros en orden de escaqueado | 14 |
| XXII | ídem | 18 |
| XXIII | en línea en cruz | 24 (16) |
| XXIV | en línea en estrella | 36 (24) |

Se distinguen por su elevado grado de unificación los motores de doble cuerpo (XIII—XVI), en los que junto con el grupo de cilindros se han unificado totalmente el grupo pistón—biela y los árboles cigüeñales.

Dado que la potencia del motor es proporcional al número de cilindros, la serie representada de motores permite obtener teóricamente una familia de motores con una gama muy amplia de potencias. Si la potencia de un cilindro es igual, por ejemplo, a 100 HP; entonces la gama posible de la serie es igual a 200—3000 HP.

Sin embargo, de todo el gran número de esquemas representados en la tabla 3, prácticamente se emplean relativamente pocos.

Los motores con pequeña cantidad de cilindros (<4) se distinguen por la irregularidad del momento torsional y por el mal equilibrio.

Los motores con gran número de cilindros (>24) se emplean raramente, debido al entretenimiento complejo y a la gran probabilidad de que se desarreglen.

Son inadmisibles los motores en línea con pequeño ángulo de inclinación lateral (VII) por dificultar la ubicación de los conductos de aspiración y de escape entre los cilindros.

En las categorías de potencias pequeñas y medias (motores para automóviles, para tractores y para otros medios de transporte) se emplean frecuentemente los esquemas II, III, IV, V; en las categorías de grandes potencias (motores marinos), los esquemas IX, XI, raramente XXIII, XXIV.

Los esquemas en estrella (XVII—XXII) se empleaban vastamente para los motores de pistón de aviación con refrigeración por aire.

Otra esfera de aplicación del método de series unificadas es las máquinas para elaborar de rotor. Ya que la productividad de las máquinas de rotor es proporcional al número de bloques operadores, montados en la máquina, de los bloques unificados puede crearse una serie de máquinas de diversa productividad. A diferencia de los motores de pistón, el número de bloques que puede colocarse en la

máquina de rotor, prácticamente no está limitado y depende sólo de la productividad prefijada.

Junto con el cambio del número de bloques operadores en las máquinas de rotor se pueden variar los bloques, adaptando la máquina para ejecutar distintas operaciones. Esto es un ejemplo de la combinación del método de series unificadas con los métodos de conversión o de agrupamiento.

#### 1.5.9.1 Límites del método

Los métodos de formación de máquinas derivadas y de sus series sobre la base de la unificación no son universales y omnímodos. Cada uno de ellos es aplicable a una categoría limitada de máquinas. Muchas máquinas (turbinas de vapor y de gas) no admiten, por su construcción, la formación de máquinas derivadas. Es imposible o irracional formar series derivadas para máquinas especializadas, para máquinas de gran potencia, etc., que quedan en la categoría de diseñado individual.

La unificación frecuentemente va acompañada del empeoramiento de la calidad, particularmente en el caso de series derivadas de amplia gama. Los términos extremos de la serie por las dimensiones, volumen de metal, peso específico e índices de explotación, como regla, ceden ante las máquinas especializadas. Este empeoramiento puede admitirse, si la unificación garantiza un gran efecto económico, en tanto que las dimensiones y el peso tienen una significación secundaria.

Este método es aplicable para las máquinas de designación general, es limitadamente aplicable y, a veces, no aplicable completamente para las máquinas a las que se le plantean elevadas exigencias respecto a sus dimensiones y peso. En la categoría de máquinas de clase elevada, con frecuencia hay que renunciar de la unificación e ir por el camino del diseñado individual.

En relación con esto, es necesario decir algunas palabras sobre la *orientación tecnológica* del diseñado que presenta en primer plano el lado tecnológico y atribuye particular importancia a los métodos de unificación y creación de series derivadas, considerándolas como el origen principal del diseñado racional.

El mérito principal de la orientación tecnológica reside en fundamentar el vínculo orgánico entre el diseñado y la tecnología. Las cualidades de ingeniería que debe reunir una construcción debe conseguirse no en el curso de las ulteriores correcciones, sino que debe garantizarse en el proceso del mismo diseñado de la máquina y debe contenerse en la idea fundamental y en la realización constructiva de la misma.

Sin embargo, las cualidades de ingeniería no pueden servir de origen principal del diseñado.

La orientación principal del diseñado es la elevación de la calidad de las máquinas, su fiabilidad, longevidad y efecto económico. La tecnología debe asegurar por todos los medios que tenga a su disposición la solución de estos problemas fundamentales, pero no determinar la orientación del diseñado.

No se debe exagerar tampoco la importancia de la formación de máquinas derivadas y de sus series, como procedimiento de su abaratamiento. Estos métodos son limitadamente aplicables y por la eficacia ceden ante otros métodos

(automatización y mecanización de la producción, reducción del número de dimensiones tipo de las máquinas, etc.).

No es justo considerar la capacidad de una máquin de formar máquinas derivadas y series como síntoma de que su construcción reúne cualidades de ingeniería, aunque sea por el hecho de que este procedimiento no es aplicable a todas las máquinas. Sería extraño, por ejemplo, considerar que carece de cualidades de ingeniería la construcción de una máquina térmica de grandes dimensiones, por ejemplo, una potente turbina de vapor, sólo por el hecho de que sobre la base de su construcción no se puede crear una serie derivada.

## 1.6 Reducción de la nomenclatura de los objetos de producción

La reducción de la nomenclatura de los objetos de producción sobre la base de la elección racional de sus tipos, aumenta la producción en serie, amplía las posibilidades de mecanización y automatización de la producción y de introducción de métodos progresivos de producción con el correspondiente aumento de la productividad, reducción del coste de la producción y elevación de su calidad. Se evita el derroche de recursos en la fabricación de máquinas en pequeñas series, se simplifica la explotación, la reparación y el suministro de piezas de repuesto, se crean las premisas para fabricar con rentabilidad las piezas de repuesto.

El problema de reducir la nomenclatura y el número de objetos de producción se resuelve por tres procedimientos fundamentales:

la creación de *series paramétricas* de máquinas con intervalos racionalmente elegidos entre cada una de ellas;

el aumento de la *universabilidad* de las máquinas, es decir, el aumento del número de operaciones que ejecutan;

la prevención en la construcción de *reservas de desarrollo* y el empleo sucesivo de estas reservas a medida que crecen las necesidades de la economía nacional.

Todos estos procedimientos pueden combinarse tanto el uno con el otro como también con los procedimientos de unificación. Por ejemplo, es posible la creación paralela de series paramétricas y unificadas de los motores de pistón; las series *unificadas* constan de motores con cilindros iguales, pero con distinto número y disposición de los mismos; las series *paramétricas* constan de motores con el mismo número y disposición de los cilindros, pero con distintos diámetros de éstos.

### 1.6.1 Series paramétricas

Se llaman *series paramétricas* las series de máquinas de la misma designación con construcciones, índices y gradaciones de los índices reglamentadas.

En muchos casos, es conveniente tomar como base de la serie un tipo único de máquina, obteniendo las necesarias gradaciones

mediante el cambio de sus dimensiones, conservando la semejanza geométrica de las modificaciones de la serie. Tales series se llaman de *dimensiones semejantes* o *simplemente de dimensiones*.

En otros casos, es racional establecer para cada gradación su tipo de máquina con sus dimensiones. Tales series se llaman de *dimensiones tipo*.

De ejemplo nos pueden servir los motores marinos. Para pequeñas potencias es mejor emplear los motores de combustión interna, de cuatro tiempos, para potencias medias y grandes, los de dos tiempos que, con igual potencia, poseen menor tamaño y peso, o bien las turbinas de gas que son capaces de concentrar aún mayor potencia.

Se emplean también series mixtas: unas modificaciones de la serie se hacen de un tipo y geométricamente semejantes, otras se crean sobre la base de otros tipos.

El empleo de diversos tipos (los casos de series mixtas y de dimensiones tipo) no disminuye la eficacia del método de series paramétricas, ya que el efecto económico de las series paramétricas está condicionado por la reducción del número de modelos. La ventaja tecnológica es la fabricación centralizada y, por consiguiente, productiva de las máquinas condicionada por el aumento de la envergadura de la producción de cada modelo.

El método de series paramétricas da el mayor efecto, en el caso de máquinas de aplicación en masa que tienen gran gama de variación de los índices (motores de combustión interna, motores eléctricos, máquinas herramienta, bombas, compresores, reductores, etc.).

Al proyectar las series paramétricas tiene gran importancia la correcta elección del tipo de máquinas, el número de términos de la serie y los intervalos entre ellos. Al resolver estas cuestiones es necesario tener en cuenta el grado de aplicación de los distintos términos de la serie, los probables regímenes de trabajo en la explotación, el grado de flexibilidad y de adaptación de las máquinas de la clase dada (posibilidad de variar los índices de explotación), la posibilidad de su modificación, la capacidad de formar máquinas derivadas complementarias.

En la gama de los parámetros que más frecuentemente se emplean es racional aumentar el número de los términos de la serie; en la gama de los que se emplean raramente, ampliar los intervalos entre los términos de la serie.

Como ejemplo aportemos el caso de los motores eléctricos trifásicos de corriente alterna. Supongamos que el gráfico del grado de empleo de estos motores tiene la forma mostrada en la fig. 11. En las escalas de la parte inferior del gráfico se muestran esquemáticamente las gradaciones de la potencia que se obtienen al crear la serie paramétrica por las progresiones aritmética (*I*) y geométrica (*II*). Es evidente que ni una ni otra serie corresponde a la curva dada del grado de aplicación. La frecuencia de los términos de la serie aritmética es igual tanto en la esfera de gran grado de aplicación como en de pequeño, lo que es

claramente irracional. La frecuencia de los términos de la serie geométrica es injustificablemente grande en el campo de pequeñas potencias, y es insuficiente en el campo de mayor grado de aplicación.

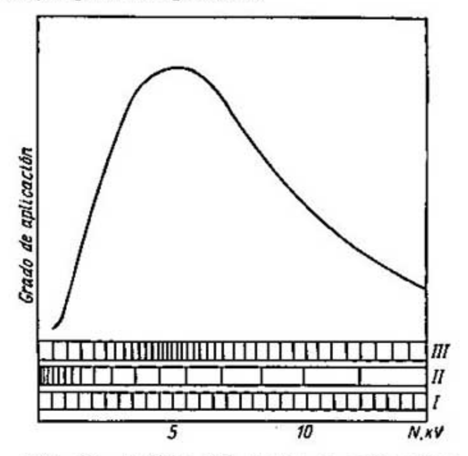



Fig. 11. Gráfico del grado de aplicación:
I — serie aritmética; II — serie geométrica; III — serie concordada con la curva del grado de aplicación

La serie racional III está enrarecida en la zona de menor grado de aplicación y densa en la de mayor. Esto permite satisfacer más plenamente las necesidades del amplio círculo de consumidores. La divisibilidad de la potencia de los motores, en este campo, garantiza la elevación del grado de su utilización y el aumento del coseno de φ.

Una de las condiciones principales de realización del efecto económico de las series paramétricas es la duración de su empleo. Por eso, al proyectar la serie paramétrica hay que tener en cuenta no sólo el estado moderno, sino también las perspectivas del desarrollo de las ramas de la economía nacional para las cuales ella se designa.

### 1.6.2 Series de dimensiones semejantes

El diseñado de las máquinas de dimensiones semejantes tiene sus particularidades. La principal de ellas reside en que los índices de salida de las máquinas dependen no sólo de las dimensiones geométricas de la máquina, sino también de los parámetros de los procesos de trabajo.

Para conservar la semejanza completa de las máquinas de distintas dimensiones es necesario observar, en primer lugar, *la semejanza geométrica*, en segundo lugar, *la semejanza del proceso de trabajo*,

es decir, asegurar la igualdad de los parámetros de la intensidad térmica y de fuerza de las máquinas enteras y de sus piezas.

Los criterios de semejanza se han elaborado para la mayoría de los tipos de máquinas y de los procesos de trabajo. Por ejemplo, para los motores de combustión interna (fig. 12) las condiciones de semejanza son dos:

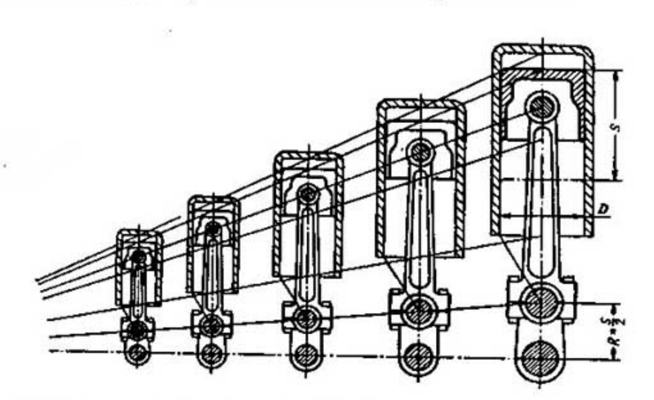



Fig. 12. Serie semejante dimensional de los motores de combustión interna

1) la igualdad de la presión media efectiva $p_e$ que depende de la presión y de la temperatura de la mezcla combustible en la admisión;

2) la igualdad de la velocidad media del émbolo $v_n = \frac{sn}{30}$ ($s$ es la carrera del émbolo, $n$ es el número de revoluciones del motor) o la igualdad del producto $D \cdot n$ ($D$ es el diámetro del cilindro, vinculado con la carrera del émbolo en los motores geométricamente semejantes por la relación $\frac{s}{D}$ = const).

En la forma general

$$l\,(p_e,\ Dn) = \text{const}. \tag{21}$$

Si este criterio es igual, entonces en todos los motores geométricamente semejantes son iguales: el rendimiento termodinámico, el rendimiento mecánico, el rendimiento efectivo (por consiguiente, también el consumo específico de combustible en g/HPE·h), la intensidad térmica (la transferencia calórica por unidad de superficie refrigerante), la potencia específica, las tensiones originadas por las fuerzas de los gases y de inercia, las cargas específicas en los cojinetes, el peso de la construcción del motor (el peso referido a la suma de los cuadrados del diámetro del cilindro).

De la expresión (21) se desprende que al aumentar el diámetro del cilindro, para asegurar la constancia de los índices enumerados, hay que bajar el número de revoluciones o la presión efectiva media. Por eso, la potencia efectiva del motor crece proporcionalmente no al *cubo*, sino al *cuadrado* del diámetro del cilindro. Los caballos por litro (la potencia referida al volumen de trabajo de los cilindros) *baja* proporcionalmente al diámetro del cilindro, en tanto que el peso específico del motor (el peso referido a la potencia efectiva) *aumenta* proporcio-

nalmente al diámetro. Con el aumento del diámetro del cilindro disminuye la rigidez a la flexión de las piezas y del motor.

Cabe señalar que la observación rigurosa de la semejanza geométrica en el campo de pequeños valores del diámetro es irrealizable por las condiciones de fabricación. Las secciones mínimas de las piezas están limitadas por las condiciones de asegurar la suficiente rigidez en la fabricación (la resistencia a los esfuerzos de corte), montaje y transportación. Por eso, muchas piezas de las máquinas de pequeñas dimensiones de la serie hay que hacerlas más masivas que lo que exigen las condiciones de semejanza geométrica. Como resultado de esto los motores con pequeños cilindros tienen un peso específico elevado, pero al mismo tiempo, un gran grado de fiabilidad, elevada resistencia mecánica y rigidez, capacidad de forzamiento por sobrealimentación y por elevación del número de revoluciones.

El ejemplo considerado de los motores de combustión interna representa un caso particular de la vasta categoría de máquinas, la intensidad de las piezas de las cuales depende de la magnitud de las presiones de trabajo y de las velocidades. La regularidad general para las máquinas de esta clase puede formularse del siguiente modo: las tensiones en las construcciones geométricas semejantes que trabajan a las mismas presiones y velocidades de trabajo son iguales.

De lo dicho se hacen las siguientes deducciones.

Las series de dimensiones semejantes conviene construirlas sobre la base de las características de salida (potencia, productividad, etc.), pero nunca de las características geométricas (volumen de trabajo, diámetros de los cilindros, dimensiones de las ruedas de trabajo en las máquinas de rotor), ya que en virtud de las leyes internas de la semejanza, las características de salida se disponen según una ley, distinta de la ley del cambio de las características geométricas; estas últimas se obtienen como derivadas.

Conviene tener en cuenta que en las máquinas geométricamente semejantes es inevitable el cambio de los índices específicos (por ejemplo, el peso específico y los caballos por litro en los motores) así como el cambio de los índices mecánicos (por ejemplo, la rigidez a la flexión).

### 1.6.3 Universalización de las máquinas

*La universalización* persigue el fin de ampliar las funciones de las máquinas, de aumentar el número de operaciones que ellas ejecutan, de extender la nomenclatura de las piezas que se mecanizan en las mismas. La universalización aumenta la adaptabilidad de las máquinas a las exigencias de la producción y eleva el coeficiente de su utilización. La importancia económica principal de la universalización reside en que permite reducir el número de objetos de producción: una máquina universal sustituye varias especializadas que ejecutan distintas operaciones.

La ampliación de la función y la esfera de empleo de las máquinas puede hacerse por los siguientes procedimientos: con la introduc-

ción de órganos de trabajo complementarios, con la dotación de maquinaria de reemplazo, con la introducción de reglajes para aumentar la nomenclatura de los productos que se trabajan, con la regulación de los índices de salida (número de revoluciones, potencia, productividad).

Como ejemplo de la universalización puede aportarse las acepilladoras-fresadoras paralelas que simultanean las operaciones de acepillado y fresado, así como los trenes blooming-laminadores para desbastes planos calculados para la producción de piezas brutas para perfiles laminados (lingotes desbastados) y para chapas laminadas (desbastes planos).

Se someten bien a universalización muchas máquinas agrícolas. Dotando a la máquina básica de un equipo auxiliar suspendido o remolcado puede crearse una máquina multifuncional con una temporada de empleo alargada.

Los procedimientos de universalización pueden observarse en el ejemplo de los rellenadores automáticos de rotor, calculados para llenar envases de distinta capacidad.

La primera condición de la universalización de los rellenadores de émbolo es la creación de un mecanismo dosificador con regulación de la dosis en amplios límites. Este mecanismo puede ser una arandela plana inclinada y suspendida en un punto; el otro extremo se desplaza en sentido axial con ayuda de un mecanismo helicoidal regulador. En el carrusel hay una serie de cilindros dosificadores, cuyos émbolos, al girar el carrusel, recorren la arandela. La diferencia de los niveles del punto de suspensión y del punto de sujeción de la arandela en el mecanismo regulador determina la carrera de los émbolos y, por consiguiente, la magnitud de la dosis; se obtiene una regulación sin etapas.

El problema de hacer pasar por la máquina los envases de distinto diámetro se resuelve empleando mecanismos regulables guías o de turno para suministrar los envases al carrusel y para extraerlos del carrusel. El paso de los envases de distinta altura se asegura regulando la altura de disposición del carrusel portante de los órganos dosificadores o la altura de la disposición de la mesa del carrusel, en la que se encuentra el envase.

El llenado de cada volumen del envase exige diferente tiempo. Por eso, para regular el número de revoluciones del carrusel en el mecanismo se introduce una caja de cambio de velocidades o un variador no escalonado del número de revoluciones.

Lo importante es determinar el grado racional de universalización. Las máquinas universales calculadas para una nomenclatura demasiado grande de productos o un número demasiado grande de operaciones son complicadas por su construcción, pesadas, voluminosas e incómodas de atender. A veces es más racional construir una serie de máquinas cada una de las cuales tiene un grado moderado de universalización; pero en total la serie abarca todo el volumen necesario de universalización.

En otros casos, las máquinas universales pueden ser completadas con dos o tres máquinas especializadas, designadas para productos que se distinguen bruscamente por las dimensiones o configuración del tipo fundamental de los productos.

### 1.6.4 Desarrollo sucesivo de las máquinas

La atribución a la máquina de *reservas de desarrollo* permite perfeccionar sistemáticamente la máquina y mantener sus índices al nivel de las necesidades crecientes de la economía nacional. El método de desarrollo libra de la necesidad del cambio periódico de las máquinas que envejecen, asegura para muchos años la producción estable de una misma construcción, da un gran efecto económico y es uno de los procedimientos principales de reducción del precio de la producción de maquinaria.

Las reservas, previstas en la construcción, dependen de la designación de la máquina. En las máquinas térmicas el modelo inicial debe poseer reserva de volumen de trabajo, recursos para aumentar las revoluciones y mejorar el proceso térmico. Las máquinas para elaborar, para las cuales en primer plano figura la productividad, deben disponer de recursos para elevar la velocidad y aumentar el volumen y el número de operaciones que deben ejecutar.

En todos los casos, se debe garantizar el margen de seguridad y la rigidez del modelo inicial. Esto no significa que el modelo básico debe ser demasiado pesado. Es importante el reforzamiento de las piezas y conjuntos más tensados que pueden ser un obstáculo en el camino del forzamiento de la máquina.

Tiene gran importancia la racionalidad del esquema de fuerza de la máquina que determina la capacidad total de forzamiento, característica para la construcción.

El perfeccionamiento de las máquinas frecuentemente requiere la introducción ulterior de conjuntos adicionales (reductores, cajas de cambio de velocidades, medios de automatización). Es necesario garantizar la colocación de dichos conjuntos sin necesidad de cambiar la construcción de la máquina, para lo cual se debe dejar sitio para ellos y en algunos casos prever de antemano superficies de apoyo y puntos de sujeción.

Junto con el aprovechamiento de las reservas iniciales se debe perfeccionar permanentemente la máquina, utilizando los procedimientos constructivos y tecnológicos que aparecen en el curso del tiempo y consiguiendo la reducción del peso, la capacidad energética, el aumento de la longevidad, la fiabilidad, el grado de automatización y la comodidad de servicio.

Un ejemplo convincente de la orientación descrita es la historia del motor de aviación soviético AM-34 que prestó sus servicios unos 15 años y gracias a la modernización continua siguió siendo en cada etapa el mejor motor de aviación en la técnica mundial. En este lapso de tiempo su potencia fue elevada de 800 a 1800 HP, a costa del empleo de la sobrealimentación, aumento del número de revoluciones y el uso de combustible de alto octanaje resistente a la detonación. El plazo de funcionamiento creció de 200 a 1000 h. Como resultado del perfeccionamiento el motor del último modelo conservaba la potencia a grandes alturas (hasta 6000 m). El rendimiento del grupo motopropulsor se elevó por medio del empleo de un reductor del número de revoluciones y de la hélice con paso variable. El peso del motor, debido a la introducción de conjuntos adicio-

nales (sobrealimentador y reductor), aumentó algo, sin embargo, su peso específico disminuyó casi el doble (de 0,9 a 0,5 kg/HPE).

Todo este progreso fue conseguido a costa de las reservas del volumen de trabajo previstas en el modelo inicial y de la modernización sistemática del motor sin variar la construcción fundamental y sus parámetros geométricos iniciales.

Otro ejemplo de la racionalidad de la prevención de reservas en el modelo inicial puede servir las máquinas herramienta. Las máquinas herramienta de elevada resistencia mecánica, rigidez y resistencia a la vibración se pudieron utilizar, sin modificación alguna, para los nuevos métodos de corte veloz y de fuerza. Las que disponían de baja rigidez se tuvieron que reconstruir para las nuevas condiciones.

Cabe señalar que el método de las reservas y del desarrollo sucesivo de la máquina, a diferencia de otros métodos de reducción del coste de la producción de maquinaria examinados más arriba, es universal y aplicable a todas las categorías y clases de máquinas, entre ellas las únicas en su especie.

## 1.7 Series de números preferibles y su importancia en el diseñado

El fundamento de la normalización son las series de números que se subordinan a determinadas leyes. Hasta no hace mucho se aplicaban las series aritméticas, cada término de las cuales se forma con la adición de un número determinado (*razón aritmética*) al término precedente. Para la razón aritmética 10 la serie aritmética en la gama de los valores de los diámetros más utilizados en la construcción de maquinaria (desde 10 hasta 200 mm) es la siguiente:

10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200

Las series aritméticas se distinguen por la irregularidad relativa. Sus campos superiores están más saturados de gradaciones de las dimensiones, en tanto que los inferiores están menos saturados.

La relación de cada término de la serie aritmética al precedente es igual a

$$\varphi = 1 + \frac{A}{n},$$

donde $A$ es la razón aritmética (en el caso considerado $A = 10$);
$n$ es el valor numérico del término precedente.

Esta relación disminuye bruscamente a medida que crece el número de términos de la serie. Así, para la serie indicada la relación del segundo término al primero es $\varphi = 2$, la del quinto al cuarto es $\varphi = 1,25$, la del décimo al noveno es $\varphi = 1,1$ y la del vigécimo al decimonoveno es $\varphi = 1,05$.

Esta irregularidad puede corregirse en parte variando la magnitud $A$ para distintos campos de la serie. Así, para el caso expuesto más arriba en las gamas $D < 50$, $D = 50 \div 100$ y $D > 100$ puede tomarse correspondientemente $A = 5$, $A = 10$, $A = 20$.

Entonces obtenemos la serie

10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 120, 140, 160, 180, 200 con una gradación de las dimensiones más regular, aunque varía escalonadamente.

Son más racionales las series construidas por el principio de *progresión geométrica*, en las cuales cada término de la serie se obtiene multiplicando el término precedente por la magnitud constante φ (*razón geométrica*).

### 1.7.0.1 Series fundamentales de los números preferibles

El GOST 8032—56 establece cuatro series de números preferibles con distintos valores

$$\varphi = \sqrt[n]{\frac{l}{a}}, \tag{22}$$

donde $a$ y $l$ son respectivamente el primer y último términos de la serie. En las series estandartizadas se toma $\frac{l}{a} = 10$. Entonces la expresión (22) adquiere la forma

$$\varphi = \sqrt[n]{10}.$$

Los índices $n$ de la raíz son aceptados iguales a 5, 10, 20 y 40. Estos números junto con la letra $R$ componen la designación de la serie.

De este modo se obtienen las series $R$ 5, $R$ 10, $R$ 20 y $R$ 40, para las cuales los valores φ son respectivamente iguales a $\sqrt[5]{10} \approx 1,6$; $\sqrt[10]{10} \approx 1,25$; $\sqrt[20]{10} \approx 1,12$ y $\sqrt[40]{10} \approx 1,06$.

La magnitud de cualquier término de la serie es

$$a_k = a\varphi^k,$$

donde $k$ es el número de orden del término;

$a$ es el primer término de la serie al que se le atribuye el número cero.

Con la disminución de la magnitud φ los intervalos entre los términos de la serie disminuyen, el número de términos en la serie crece; la serie se obtiene más fraccionada. A título de excepción se admite el empleo de la serie bastante fraccionada $R$ 80 con $\varphi = \sqrt[80]{10} \approx 1,03$.

Las series fundamentales de los números preferibles según el GOST 8032—56, compuestas para la gama de los números 1—10, son las siguientes

***R*5**: 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10.

***R*10**: 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10.

***R*20**: 1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1 8; 9; 10.

*R*40: 1; 1,06; 1,12; 1,18; 1,25; 1,32; 1,4; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2; 2,12; 2,24; 2,36; 2,5; 2,65; 2,8; 3; 3,15; 3,35; 3,55; 4; 4,25; 4,5; 4,75; 5; 5,3; 5,6; 6; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10.

Los valores numéricos de los términos de todas las series se redondean con un error no mayor de ±1%. Cada serie más inferior se obtiene mediante la extracción de cada segundo término de la serie próxima más superior.

La serie adicional con la razón geométrica $\varphi = 1,03$ tiene la forma *R*80: 1; 1,03; 1,06; 1,12; 1,15; etc.

### 1.7.0.2 Series derivadas

De las series fundamentales pueden obtenerse series geométricas para cualquier gama de números, es decir, con cualquier valor de los términos inicial y final. De acuerdo con la ley fundamental de la formación de las progresiones geométricas, las series derivadas se obtienen multiplicando el primer término de la nueva serie por los números de cualquiera de las series fundamentales (*R*5, *R*10, etc.), hasta obtener el valor $10a$ que, a su vez, se multiplica por los números de la misma serie fundamental, etc.

Como ejemplo aportamos la serie derivada con la gama de 1—1000 a base de la serie fundamental *R*5:

1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 160; 250; 400; 630; 1000.

Las series sobre la base de la progresión geométrica pueden enrarecerse por medio de la elección de los términos *m*-ésimos (*m* es el número ordinal múltiple a cualquier número entero). Como resultado se forma una nueva serie con la razón $\varphi^m$. De ejemplo de tal enrarecimiento son las series fundamentales de los números preferibles.

Las series *R*20 ($\varphi^m = 1,06^2 = 1,12$), *R*10 ($\varphi^m = 1,06 = 1,25$), *R*5 ($\varphi^m = 1,06^8 = 1,6$) se obtienen eligiendo de la serie *R*40 ($\varphi = 1,06$) todos los términos con números ordinales múltiples respectivamente de 2, 4, 8. Eligiendo de la serie *R*40 los términos con números ordinales múltiples de 3, 6, 9, pueden obtenerse respectivamente las series con las razones

$$\varphi^m = 1,06^3 = 1,19,\ \varphi^m = 1,06^6 = 1,41 \text{ y } \varphi^m = 1,06^9 = 1,68.$$

La formación de las series derivadas es posible también por otros procedimientos. Elevando los términos de la progresión geométrica a cualquier potencia, se obtiene una nueva progresión, pero con otra razón. Así, al elevar los términos de la serie *R*5 al cuadrado se obtiene una progresión con la razón 2,56:

1; 2,56; 6,25; 16; 39,7; 1000.

De este modo, si las dimensiones lineales de una serie de piezas forman una progresión geométrica, los valores de las secciones, de los volúmenes, del peso, de los momentos de resistencia y de los

momentos de inercia de las secciones también forman progresiones geométricas, pero con otras razones y otros primeros y últimos términos.

De la propiedad de las secciones, de los momentos de resistencia y de los momentos de inercia de formar progresiones geométricas no se debe hacer la deducción sobre la equivalencia de resistencia y la equivalencia de rigidez de las piezas, cuyas dimensiones lineales están dispuestas en progresión geométrica. Para esto es necesario que la carga actuante sea proporcional al cuadrado de las dimensiones lineales de la pieza, lo que representa un caso particular y bastante raro de carga de las construcciones reales.

### 1.7.1 Dimensiones lineales normales

Sobre la base de las series fundamentales se han elaborado series de *dimensiones lineales normales* (GOST 6636—60) que se distinguen que los números se redondean un poco más en comparación con las series fundamentales. Las series de las dimensiones lineales normales se designan por: *Ra* 5, *Ra* 10, *Ra* 20, *Ra* 40.

***Ra*5**: 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,6; 1; 1,16; 2,5; 4; 6; 10; 16; 25; 40; 60.

***Ra*10**: 0,1; 0,12; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80.

***Ra*20**: 0,1; 0,11; 0,12; 0,14; 0,16; 0,18; 0,2; 0,22; 0,25; 0,28; 0,32; 0,36; 0,4; 0,45; 0,5; 0,55; 0,6; 0,7; 0 8; 0,9; 1; 1,1; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,2; 2,5; 2,8; 3; 3,6; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90.

***Ra*40**: 0,1; 0,105; 0,11; 0,115; 0,12; 0,13; 0 14; 0,15; 0,16; 0,17; 0,18; 0,19; 0,20; 0,21; 0,22; 0,24; 0,25; 0,26; 0,28; 0,3; 0,32, 0,34; 0,36; 0,38; 0,4; 0,42; 0,45; 0,48; 0,5; 0,52; 0,55; 0,6; 0,63; 0,65; 0,7; 0,75; 0,8; 0,85; 0,9; 0,95; 1; 1,05; 1,1; 1,15; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2; 2,1; 2,2; 2,4; 2,5; 2,6; 2,8; 3; 3,2; 3,4; 3,6; 3,8; 4; 4,2; 4,5; 4,8; 5; 5,2; 5,5; 6; 6,3; 6,5; 7; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95.

El GOST 6636—60 abarca las gamas de las dimensiones de hasta 95 mm. En caso de necesidad estas series pueden prolongarse, observando el principio de la progresión geométrica y conservando sus razones.

Por ejemplo, para la gama 100—250:

***Ra*5**: 100; 160; 250.

***Ra*10**: 100; 120; 160; 200; 250.

***Ra*20**: 100; 110; 120; 140; 160; 180; 200; 220; 250.

***Ra*40**: 100; 105; 110; 115; 120; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250.

El empleo de las dimensiones lineales estandartizadas es racional para las superficies que se someten al tratamiento mecánico de pre-

cisión, particularmente para los diámetros de las uniones de encaje*). Esto contribuye a la normalización de la herramienta de corte, de control y de medida y simplifica el reglaje de las máquinas herramienta.

La ventaja económica principal se obtiene al reducir el número de términos de las series, es decir, al emplear en cada caso particular la serie más inferior que garantice la gama de dimensiones necesaria en el caso dado.

Las dimensiones normales para las superficies que no necesitan una coordinación precisa tienen menos importancia.

Sobre la base de las dimensiones lineales normales se establecen las series de los diámetros del alambre, de las varillas, del espesor de la chapa laminada, de las dimensiones lineales de las secciones de los productos laminados de sección variable.

Las series de los productos laminados comerciales redondos se deben coordenar con las series de las dimensiones de los diámetros que se elaboran, asegurando el suficiente sobreespesor para el maquinado con desecho mínimo de material en viruta.

Si por serie fundamental para el mecanizado se toma la *Ra*10 compuesta de las dimensiones 10, 12, 16, 20, 25, . . ., entonces para las piezas brutas es mejor tomar la serie modificada *Ra*20, escogiendo en ésta sólo las dimensiones dislocadas a un número de orden en relación con las dimensiones de la serie *Ra*10.

Entonces pueden obtenerse las siguientes series:

Diámetros de las piezas que se elaboran, en mm... 10 12 16 20 25 32 40 50 60 80

Diámetros de las piezas brutas, en mm..... 11 14 18 22 28 36 45 55 70 90

La formación de la serie de diámetros de las piezas brutas y de las piezas elaboradas mecánicamente por un mismo principio y con una misma razón geométrica puede llevar al aumento de la cantidad de viruta.

No es racional emplear las series de las dimensiones preferibles para las superficies que no se trabajan (fundición, estampado). En estos casos, incluso la normalización parcial de las dimensiones no dan ningunas preferencias reales, sino sólo complica el proceso de diseñado y de fabricación de las piezas.

### 1.7.1.1 Series de los números preferibles en el diseñado

La importancia de las series de los números preferibles para el diseñado no hay que prevalorizarla. Algunos autores consideran necesario emplear las series de los números preferibles no sólo para la normalización, sino también para todos los terrenos del diseñado. Esto no es correcto.

Las series de los números preferibles es mejor utilizarlas en los casos en que se necesita crear una serie de gradaciones de cualquier

*) El Standard de Estado de la U.R.S.S. para las tolerancias y los ajustes en las uniones de designación general, así como para los ajustes de los cojinetes de contacto rodante aún no se han puesto en concordancia con las series de los números preferibles.

parámetro con saturación uniforme de gradaciones en todas las partes de la serie (por ejemplo, las relaciones de transmisión en las cajas de cambio de velocidades y de avance de las máquinas herramienta).

Sin embargo, la distribución uniforme de las gradaciones no siempre es la más racional. Es más correcto, en principio, al normar los parámetros técnicos, partir de la *densidad de distribución del grado de empleo* del parámetro dado.

Como ejemplo, en la fig. 13 se aporta el gráfico del grado de empleo de los módulos de los dientes en la construcción de maquinaria general. Como se ve, el 90% de todas las ruedas que se emplean

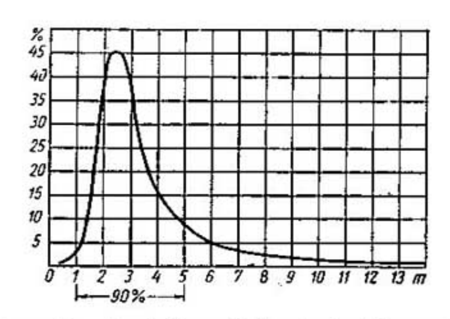



Fig. 13. Grado de aplicación de los módulos de los dientes de los engranajes en la construcción de maquinaria

tienen el módulo en los límites $m = 1 \div 5$. El grado de empleo máximo corresponde a las ruedas con módulo $m = 2 \div 3$. En el caso dado, es mejor aumentar el número de gradaciones en el terreno del grado de empleo mayor y reducir el número de gradaciones para los módulos empleados raramente. En otras ramas de la construcción de maquinaria (construcción de aparatos, construcción de maquinaria pesada) las correlaciones pueden ser otras. En cada una de estas ramas puede establecerse la densidad de distribución del grado de empleo y elegir respectivamente las gradaciones de los módulos estandartizados. En esencia, tal enfoque diferencial es necesario también para otros parámetros normados en la construcción de maquinaria (dimensiones de los diámetros de encaje, de las roscas).

Las series de los números preferibles no son aplicables al componer series *unificadas* de máquinas con órganos de trabajo que se repiten. Los parámetros de las series unificadas se forman por otras leyes que dependen de las posibilidades reales de la combinación de órganos unificados y de las condiciones del grado de aplicación técnica de los términos de la serie y no pueden formar una progresión geométrica.

*Las series paramétricas* deben formarse teniendo en cuenta el grado de empleo de las distintas categorías de máquinas, de la potencia y de su flexibilidad, etc. El empleo formal de las progresiones geométricas puede llevar a grandes errores.

No son aplicables las series de los números preferibles para determinar los parámetros de *las máquinas que se desarrollan y modernizan progresivamente*, cuyos parámetros dependen en cada fase de las posibilidades técnicas y de las necesidades de las correspondientes ramas de la economía nacional. Así, la potencia de las máquinas térmicas depende de sus parámetros iniciales (de la presión y temperatura) y del número de revoluciones. Ninguno de estos parámetros es posible aumentar arbitrariamente. En algunos casos tienen valor óptimo (por ejemplo, el grado de compresión en las turbinas de gas), cuya variación empeora los índices de la máquina. El aumento de la temperatura y del número de revoluciones es posible sólo sobre la base de los perfeccionamientos técnicos (elevación de la resistencia a altas temperaturas de los materiales y mejoramiento del enfriamiento de las piezas térmicamente tensadas). Los resultados de estos trabajos de búsqueda es imposible colocarlos en las series de los números preferibles.

## 1.8 Reglas generales para el diseñado

Al diseñar máquinas se aconseja regirse por las siguientes reglas fundamentales:

subordinar el diseñado al problema de mejorar el efecto económico que se determina, en primer lugar, por la eficiencia de la máquina, su longevidad y el coste de los gastos de explotación durante todo el período de uso de la máquina;

tratar de conseguir el aumento máximo de la eficiencia por medio de la elevación de la productividad de las máquinas y el volumen de las operaciones que éstas ejecutan;

tratar de conseguir por todos los medios el reducimiento de los gastos en la explotación de las máquinas, disminuyendo el consumo de energía, el coste del entretenimiento y la reparación;

elevar al máximo el grado de automatización de las máquinas con el fin de aumentar la productividad, mejorar la calidad de la producción y reducir los gastos en la mano de obra;

aumentar, por todos los medios, la longevidad de las máquinas, como medio para mejorar los efectivos del parque de máquinas y elevar su eficiencia total;

garantizar un plazo duradero moral de funcionamiento, utilizando en la máquina altos parámetros iniciales y previendo reservas del desarrollo y del perfeccionamiento sucesivo de las máquinas;

prever en las máquinas las premisas de la intensificación de su uso en la explotación, aumentando el grado de universalidad y fiabilidad;

prever la posibilidad de construir máquinas derivadas con el empleo máximo de elementos constructivos de la máquina básica;

tender a reducir el número de dimensiones tipo de las máquinas, procurado satisfacer las necesidades de la economía nacional con la mínima cantidad de prototipos mediante la elección racional de sus parámetros y el aumento de la flexibilidad de explotación;

tender a satisfacer las necesidades de la economía nacional con el número mínimo de producción de máquinas a base de aumentar la eficiencia y la longevidad de éstas;

diseñar la máquina teniendo en cuenta la explotación sin reparaciones, con la liquidación completa de las reparaciones generales, y con la sustitución de las reparaciones de restauración por el completamiento de la máquina con piezas intercambiables;

evitar de hacer las superficies de rozamiento directamente en las piezas de la armazón; para simplificar la reparación las superficies de rozamiento deben hacerse en piezas separadas de fácil recambio;

mantener sucesivamente el principio de formación de grupos; diseñar los conjuntos de la máquina en forma de grupos independientes que se puedan incorporar a la máquina ya montados;

excluir la necesidad de elegir y ajustar las piezas durante el montaje; asegurar la intercambiabilidad total de las piezas;

excluir las operaciones de verificación y regulación de las piezas y de los conjuntos por el sitio; prever en la construcción elementos de fijación que garanticen la correcta colocación de las piezas y de los conjuntos en el montaje;

asegurar elevada resistencia mecánica de las piezas y de la máquina por procedimientos que no exijan aumentar el peso (dando a las piezas formas racionales con la mejor utilización del material, empleo de materiales de resistencia elevada, introducción de tratamiento de endurecimiento);

prestar particular atención al aumento de la resistencia mecánica cíclica de las piezas; dar a las piezas formas racionales de resistencia a la fatiga, liquidar la concentración de tensiones; introducir tratamiento de fatiga-endurecimiento (temple por corriente de alta frecuencia, nitruración, endurecimiento por chorro con perdigones, etc.);

introducir en las máquinas, conjuntos y mecanismos que soportan cargas cíclicas y dinámicas elementos elásticos que amortigüen los choques y oscilaciones de la carga;

dar a las construcciones alta rigidez por procedimientos convenientes que no necesiten aumento de peso (empleo de construcciones huecas y de envoltura; bloqueo de las deformaciones con arriostramientos transversales y diagonales, disposición racional de los apoyos y conjuntos de rigidez);

aumentar, por todos los medios, la seguridad de explotación de las máquinas, procurando conseguir en lo posible su funcionamiento completamente sin fallos;

hacer la máquina sencilla para el entretenimiento; reducir el

volumen de operaciones de servicio, evitar las regulaciones periódicas, hacer los mecanismos en forma de conjuntos autoatendidos;

prevenir la posible sobretensión de la máquina durante el servicio; introducir reguladores automáticos, dispositivos de seguridad y de límite que eviten la posibilidad de explotación de la máquina a regímenes peligrosos;

evitar la posibilidad de roturas y averías como resultado de no saber atender la máquina o de atenderla negligentemente; introducir bloqueos que previenen el posible manejo incorrecto de los órganos de mando; automatizar al máximo el mando de la máquina;

excluir el posible montaje incorrecto de las piezas y conjuntos que necesitan una precisa coordinación los unos respecto de los otros; introducir bloqueos que permitan el montaje sólo en la posición requerida;

eliminar la lubricación periódica; garantizar el suministro automático continuo de material lubricante a las uniones de rozamiento;

evitar que los mecanismos y transmisiones estén abiertos; ubicar los mecanismos en cuerpos (armazones o cajas) cerrados que impidan la penetración de suciedad, polvo y humedad en las superficies rozantes y que permitan la lubricación continua;

garantizar seguros eficaces de las uniones a rosca contra el desenrosque por sí solo; fijar las uniones interiores por métodos de retención (pasadores, arandelas de retención);

prevenir la corrosión de las piezas, en particular, en las máquinas que trabajan a cielo abierto o que tienen contacto con medios químicamente activos, con el empleo de pinturas y recubrimientos galvánicos resistentes y con la fabricación de piezas de materiales resistentes a la corrosión;

reducir el coste de fabricación de las máquinas, dando a la construcción cualidades de ingeniería, unificación, normalización, disminución del volumen metálico, reducimiento del número de dimensiones tipo de las máquinas;

disminuir el peso de las máquinas por medio del aumento de la compacidad de las construcciones, del empleo de esquemas racionales cinemáticos y de fuerza, de la liquidación de las especies desventajosas de carga, de la sustitución de la flexión por la tracción y compresión, así como del empleo de aleaciones ligeras y materiales no metálicos;

simplificar por todos los medios la construcción de las máquinas; evitar las construcciones complejas de muchas piezas;

sustituir en todos los casos donde sea posible los mecanismos de movimiento alternativo rectilíneo por mecanismos más ventajosos con movimiento giratorio;

asegurar al máximo las cualidades de ingeniería de las piezas, conjuntos y máquinas enteras, poniendo en la construcción las premisas de fabricación y montaje más productivo;

reducir el volumen de elaboración mecánica, previendo la

fabricación de las piezas de piezas brutas con forma próxima a la forma del producto; sustituir la elaboración mecánica por procedimientos más productivos de mecanizado sin arrancar viruta;

realizar la unificación máxima de los elementos de la construcción con el fin de abaratar la máquina, reducir los plazos de su fabricación, de puesta en punto de las máquinas, así como con el fin de simplificar la explotación y reparación;

ampliar, por todos los medios el empleo de piezas normalizadas; observar el GOST (Standard de Estado de la URSS) vigente, las piezas normalizadas por las ramas industriales y limitadores del grado de aplicación de los elementos normalizados;

no emplear piezas y conjuntos originales allí donde se puede aplicar piezas y conjuntos normalizados, unificados, adoptados y comprados;

economizar los materiales caros y escasos, empleando sus sucedáneos de valor equivalente; si es inevitable el empleo de materiales escasos, procurar que su consumo sea mínimo;

tender al abaratamiento de la fabricación, pero no limitar los gastos en la fabricación de piezas que son la clave para la longevidad y fiabilidad de la máquina; hacer tales piezas de materiales de alta calidad, emplear para su fabricación procesos tecnológicos que aseguren la mayor fiabilidad y plazo de funcionamiento;

dar a la máquina formas exteriores simples y lisas que simplifiquen el contenido pulcro de la máquina;

observar en la construcción de las máquinas las exigencias de la estética técnica, dar a las máquinas formas arquitectónicas esbeltas, hacer agradable el acabado exterior de las máquinas;

concentrar los órganos de mando y de control, en lo posible, en un mismo lugar, conveniente para el campo visual y manejo;

los mecanismos y conjuntos que requieren verificación periódica deben hacerse accesibles y cómodos para la inspección;

garantizar la seguridad del personal de servicio; prevenir los posibles accidentes a base de automatizar al máximo las operaciones de trabajo, incorporar bloqueos, emplear mecanismos cerrados e instalar cercados de protección;

asegurar en las máquinas para elaborar y automáticas la posibilidad de regulación y reglaje con ayuda de mecanismos de rotación manual, de giro lento desde el motor de accionamiento (con contramarcha, si lo exigen las condiciones del reglaje);

tener en cuenta la posible conexión incorrecta del motor en las máquinas con accionamiento desde un motor eléctrico y la posible explosión de retroceso en las máquinas con accionamiento desde un motor de combustión interna; asegurar la posibilidad del trabajo inverso o introducir un dispositivo de seguridad (embragues de rueda libre);

estudiar minuciosamente la experiencia de explotación de las máquinas; introducir operativamente en la construcción la corrección de los defectos revelados en la explotación; el estudio de la explota-

ción es el mejor medio para perfeccionar y verificar las máquinas y un procedimiento eficaz para mejorar la calificación del diseñador;

perfeccionar continuamente la construcción de las máquinas que se encuentran en la producción en serie, manteniéndolas al nivel de las necesidades crecientes de la industria;

asegurar la reserva constructiva, preparando la producción de nuevas máquinas con índices más altos para sustituir las envejecidas;

comprobar todos los elementos de las máquinas nuevas con ayuda del experimento, modelación, fabricación previa y ensayo de los conjuntos al elaborar el proyecto de nuevas construcciones, así como máquinas designadas para nuevos procesos tecnológicos;

aprovechar más vastamente la experiencia de las construcciones ejecutadas, la experiencia de las ramas de la construcción de maquinaria contiguas y en los casos precisos también las alejadas por su carácter de trabajo.

# 2 Metodología del diseñado

Los materiales de partida para el diseñado pueden ser:

la tarea técnica que presenta la organización planificadora o el cliente y que determina los parámetros de las máquinas, la esfera y las condiciones de su empleo;

la preposición técnica planteada en orden de iniciativa por la oficina de proyectos o un grupo de diseñadores;

el trabajo de investigación científica o el prototipo experimental creado sobre la base de éste;

la sugerencia de invención o el modelo experimental creado sobre la base de ésta;

el modelo de la máquina que se debe copiar o reproducir con modificaciones.

El primer caso es el más general; es el más cómodo para seguir el proceso de diseñado.

Las tareas técnicas deben ser enfocadas críticamente. El constructor debe conocer bien la rama de la industria, para la cual se proyecta la máquina. Este está obligado a comprobar la tarea y en los casos indispensables demostrar fundamentadamente la necesidad de su corrección.

El enfoque crítico es particularmente necesario en los casos en que los clientes son una planta o una rama de la industria. En el último caso, junto con la satisfacción de las exigencias del cliente conviene garantizar también la posibilidad de emplear la máquina en otras fábricas y en ramas contiguas.

No siempre se tiene en cuenta la circunstancia de que desde el momento en que se inicia la elaboración del proyecto hasta el plazo de introducir la máquina en la industria pasa un determinado período, como regla, tanto más largo cuanto más compleja sea la máquina. Este período consta de las siguientes etapas: diseñado, fabricación, reglaje y verificación de fábrica del modelo experimental, ensayos industriales, introducción de las modificaciones reveladas en el curso de los ensayos, pruebas oficiales y recepción del modelo experimental. A continuación, sigue la preparación de la

documentación técnica de la serie de cabeza, la fabricación de la serie de cabeza y sus pruebas industriales. En pos de esto se elabora la documentación en serie, se prepara la fábrica y maquinaria para la producción en serie y, por último, se organiza la producción en serie.

En el mejor de los casos, si no hay desarreglos y complicaciones de envergadura este proceso se prolonga un año y medio o dos. A veces, entre el comienzo del diseñado y el de la amplia producción de máquinas pasan dos o tres años, e incluso más. Con los ritmos modernos del progreso técnico en la construcción de maquinaria, puede considerarse que este plazo es grande.

Las máquinas con parámetros incorrectamente elegidos, bajos, fundamentados en resoluciones triviales que no guravtizan el progreso técnico, son incompatibles con las nuevas representaciones sobre la importancia de la calidad, fiabilidad y longevidad, envejecen incluso al empezar la producción en serie. Todo el trabajo invertido en la elaboración del proyecto, fabricación y verificación del espécimen resulta inútil y la industria no recibe la máquina esperada.

### 2.0.1 Sucesión constructiva

La sucesión constructiva reside en aprovechar durante el proceso de diseñado la experiencia precedente de la construcción de maquinaria del perfil dado y de las ramas contiguas, introducir en el conjunto que se proyecta todo lo útil que hay en las construcciones existentes de las máquinas*).

Casi cada máquina moderna representa el resultado del trabajo de los diseñadores de varias generaciones. El modelo primario de la máquina se perfecciona gradualmente, se abastece de nuevos conjuntos y unidades, se enriquece con nuevas soluciones constructivas que son el fruto de los esfuerzos creadores e inventivos de las generaciones posteriores de diseñadores. Algunas soluciones constructivas, con la aparición de soluciones más racionales, de nuevos procedimientos tecnológicos y con la elevación de las exigencias de explotación, desaparecen, en tanto que otras resultan sumamente estables y se conservan durante mucho tiempo en la misma forma o casi en la misma que les dio su constructor.

Con el curso del tiempo se elevan los índices técnico-económicos de las máquinas, crece su potencia y productividad, aumenta el grado de automatización, la seguridad de funcionamiento y la longevidad. Simultáneamente con el perfeccionamiento aparecen nue-

---

*) Algunos autores emplean el término sucesión constructiva para designar la orientación general de la tipización, modificación, creación de series normalizadas, etc. Tal empleo de este término no corresponde a su sentido lógico.

vas máquinas de la misma designación, pero, en principio, con otros esquemas constructivos. En la emulación vencen las construcciones más estables y progresivas.

Estudiando la historia del desarrollo de cualquier rama de la construcción de maquinaria, puede revelarse una gran diversidad de esquemas y soluciones constructivas probados reiteradamente. Muchos de éstos, desaparecidos y olvidados renacen pasadas decenas de años sobre una nueva base técnica y de nuevo obtienen pasaporte para el futuro. El estudio de la historia permite evitar los errores y la repetición de las etapas del camino recorrido y al mismo tiempo trazar las perspectivas del desarrollo de las máquinas.

Es de provecho la confección de gráficos que representen el cambio de los parámetros fundamentales de las máquinas por años. La tendencia de la presentación constructiva se caracteriza de una manera muy expresiva en los gráficos que muestran en tanto por ciento las distintas soluciones constructivas que aparecen por los años. El análisis de tales gráficos y de su extrapolación permite formarse una idea bastante precisa sobre cuáles serán los parámetros de las máquinas y la presentación constructiva de éstas, pasados algunos años.

Es particularmente importante el estudio de los materiales iniciales al elaborar una nueva construcción. El problema principal consiste en la elección correcta de *los parámetros de la máquina*. Los errores constructivos particulares son corregibles en el proceso de fabricación y puesta en punto de la máquina. Los errores en los parámetros y en el proyecto fundamental de la máquina no se pueden corregir y frecuentemente son la causa del fracaso de la construcción. En esta etapa no se deben compadecer ni el tiempo ni los esfuerzos en las búsquedas. Aquí, mucho más que en cualquier otro sitio es justa la regla: «en cosa alguna pensar mucho y hacer una».

A la elección de los parámetros le debe preceder la investigación plena de todos los factores que determinan la viabilidad de la máquina. Es necesario estudiar la experiencia de las máquinas nacionales y de las hechas en otros países, realizar un análisis comparativo de sus ventajas y deficiencias, elegir el prototipo correcto, aclarar la tendencia del desarrollo y necesidades de la rama dada de la construcción de maquinaria.

Una condición importante de la elaboración correcta del proyecto es la presencia de un fondo de material constructivo de consulta. Además de los archivos de producción propia, las oficinas de proyectos deben disponer de álbumes de las construcciones de las organizaciones contiguas.

El estudio profundo y sistemático de la literatura y de las patentes nacionales y extranjeras es obligatorio.

El diseñador debe estar al corriente de todos los trabajos de búsqueda y de perspectiva que se realizan en las instituciones de investigación científica, en la rama dada de construcción de maquinaria.

Junto con el estudio de la experiencia de la rama de construcción de maquinaria, en la que trabaja dada oficina de proyectos, hay que utilizar lo más amplio posible la experiencia de otras ramas de construcción de maquinaria incluso de las lejanas por su perfil de producción. Esto amplía el horizonte del diseñador y enriquece su arsenal de medios de construcción.

Es particularmente útil estudiar la experiencia de las ramas de vanguardia de la construcción de maquinaria, donde la idea tecnológica y de constructor impulsada por las altas exigencias de la calidad de la producción (aviación) y el gran número de objetos de producción (construcción de automóviles y tractores) elabora continuamente nuevas formas constructivas, procedimientos para elevar la resistencia mecánica, fiabilidad, longevidad y procedimientos de fabricación productiva.

La utilización de la experiencia acumulada permite resolver problemas particulares que surgen en la elaboración del proyecto. A veces, el diseñador se esfuerza en la creación de algún conjunto nuevo para la construcción de la máquina dada, mientras que semejantes conjuntos hace tiempo que se elaboraron en otras ramas de la construcción de maquinaria y fueron aprobados por su explotación duradera.

La orientación de la sucesión constructiva no significa la limitación de la iniciativa creadora. El proyecto de cada máquina representa un enorme campo de actividad para el diseñador. Sólo que no conviene inventar lo que ya está inventado y no olvidar la regla formulada aun a principios del siglo XX por Holdner: weniger erfinden, mehr konstruiren (inventar menos, construir más).

El proceso de perfeccionamiento continuo de las máquinas, bajo la influencia de las necesidades crecientes de la industria y de la economía nacional, encuentra reflejo en la formación de la escuela de diseñado y de la mentalidad del constructor. La tendencia a perfeccionar la construcción debe arraigar en el diseñador y ser su necesidad. El diseñador auténtico está provisto de voluntad para vencer las dificultades. Obtiene satisfacción plena sólo en el caso, si halla, a veces después de búsquedas perseverantes, de fracasos y errores, la solución más perfecta que favorece al progreso de la rama dada de construcción de maquinaria.

El constructor debe trabajar permanentemente sobre sí, enriquecer y completar continuamente la hucha de soluciones constructivas. El diseñador experto siempre anota y mentalmente «fotografía» las soluciones constructivas interesantes, incluso en las máquinas ajenas a su especialidad, en cualquier máquina que alcance su campo visual.

El constructor debe conocer bien los procesos tecnológicos novísimos, entre ellos los procedimientos de elaboración físicos, electrofísicos y electroquímicos (por chisporroteo eléctrico, de haz electrónico, de laser, ultraacústico, decapado de dimensión electroquímico, elaboración con explosión, por impacto electrohidráulico, por impulso electromagnético, etc.). De lo contrario, él estará retraído en la elección de las formas racionales de las piezas y no podrá introducir en la construcción las condiciones de la fabricación productiva.

## 2.0.2 Estudio de la esfera de aplicación de las máquinas

El desarrollo de la construcción de maquinaria está indisolublemente vinculado con el desarrollo de las ramas de la industria y de la economía nacional que son los consumidores de las máquinas. En la industria transcurre un proceso de perfeccionamiento continuo: crece el volumen de la producción, se reduce el ciclo de producción, aparecen nuevos procesos tecnológicos, varía la composición de las cadenas de producción, la combinación y disposición de la maquinaria, se eleva ininterrumpidamente el nivel de mecanización y automatización de la producción. Correspondientemente incrementan las exigencias a los índices de las máquinas, a su productividad, grado de automatización. Algunas máquinas con la aparición de nuevos procesos tecnológicos resultan innecesarias. Surge la necesidad de construir nuevas máquinas o de modificar las viejas.

A veces, estas transformaciones suelen ser enormes y afectan a muchas categorías de máquinas. Así, la introducción del proceso progresivo de la colada continua del acero significa la desaparición, o en último caso, la reducción de la producción de tales máquinas complejas y de gran volumen de metal, como los trenes blooming y los laminadores para desbastes planos. El desarrollo de la fabricación de acero Bessemer con el empleo del soplado con oxígeno provoca la reducción del grado de empleo de los hornos M.S., si éstos a su vez no son sometidos a perfeccionamiento radical. La aparición de los generadores magnetogasodinámicos, que transforman directamente la energía térmica en eléctrica, conducirá a la desaparición de los generadores eléctricos y a reducir considerablemente la utilización de los motores térmicos.

Al diseñado de las máquinas que se designan para una determinada rama de la industria le debe preceder el estudio minucioso de esta rama, de la dinámica de su desarrollo cuantitativo y cualitativo, de las necesidades en la categoría dada de máquinas y de la probabilidad de la aparición de nuevos procesos tecnológicos y nuevos métodos de producción.

El diseñador debe conocer perfectamente la singularidad de esta rama y las condiciones de explotación de las máquinas. Los mejores diseñadores, según la observación del autor, son los que han pasado la escuela de la producción y combinan la capacidad de construcción con el conocimiento de las condiciones de explotación de las máquinas que se proyectan.

Al elegir los parámetros de la máquina, es necesario tener en cuenta las condiciones concretas de su aplicación. No se puede, por ejemplo, aumentar arbitrariamente la productividad de una máquina sin contar con las necesidades de la producción, para las cuales aquélla se ha designado y sin tomar en consideración la productividad de la maquinaria contigua. En algunos casos las máquinas de alta productividad pueden resultar en la producción no cargadas y estarán más tiempo paradas que en trabajo. Esto disminuye el grado de su utilización y reduce el efecto económico.

### 2.0.3 Elección de la construcción

Al elegir los parámetros de una máquina, el esquema fundamental y el tipo de construcción, en el centro de la atención deben encontrarse los factores que determinan la eficacia económica de la máquina, es decir, su elevada eficiencia, poco consumo de energía, pocos gastos en el entretenimiento, bajo coste de explotación y largo plazo de empleo.

El esquema de la máquina se suele elegir mediante la elaboración paralela de diversas variantes que se someten a apreciación comparativa y minuciosa por el lado de la racionalidad constructiva, del perfeccionamiento de los esquemas cinemático y de fuerza, del precio de fabricación, de la capacidad energética, de los gastos en la mano de obra, de la fiabilidad de funcionamiento, de las dimensiones exteriores, del volumen de metal y del peso, de las cualidades de ingeniería, del grado de agrupamiento, de la comodidad de servicio, de montaje-desmontaje, de revisión, reglaje y regulación.

Conviene aclarar, en qué medida el esquema garantiza la posibilidad del ulterior desarrollo, forzamiento y perfeccionamiento de la máquina, de la formación, sobre la base del modelo inicial, de máquinas derivadas y de modificaciones.

No siempre se logra, incluso en las búsquedas más minuciosas, hallar el resultado que responda completamente a las exigencias planteadas. La variante irreprochable en todos los sentidos, en la práctica del diseñado es una consecución rara. La cuestión, algunas veces, no consiste en la insuficiencia de inventiva, sino en la contradicción de las exigencias que se plantean. En tales casos, hay que aceptar un compromiso y prescendir de algunas de ellas que no tienen significación de primer orden en las condiciones dadas del empleo de la máquina. Con frecuencia, la variante se elige no tanto por sus mayores ventajas, como por sus menores defectos.

Después de elegir el esquema y los índices fundamentales del grupo se elabora la composición de bosquejo y luego la de trabajo, sobre la base de los cuales se elaboran el anteproyecto y los proyectos técnico y de ejecución.

### 2.0.4 Elaboración de variantes

La elaboración de variantes es una cuestión no de costumbre individual o de gusto del constructor, sino un método regular de diseñado que permite hallar la solución más racional.

Como ejemplo de la elaboración y del análisis comparativo de las variantes, aportamos el grupo reductor de engranajes cónicos (fig. 14) que con frecuencia tiene trato en la construcción de maquinaria.

Para la simplificación no se han examinado las posibles variantes constructivas de la aplicación y de la toma del momento torsional, del tipo de apoyos, de los procedimientos de fijación de la posición axial de las ruedas dentadas. Se

dan sólo las variantes de la composición general de la transmisión, de la construcción de la armazón y del orden de colocación de los apoyos.

En la práctica se emplea vastamente la construcción del reductor con instalación de consola de las ruedas dentadas en la armazón general (fig. 14, *a*). La difusión de esta construcción se explica por sus indudables cualidades. Los árboles de las ruedas están situados en una armazón, lo que permite durante la fabricación asegurar la disposición recíproca precisa de las ruedas dentadas. El acceso a las ruedas es posible a través de una escotilla con tapa separable. El mecanismo se puede revisar completamente montado.

El engrane se regula con ayuda de arandelas de medida *m*, para lo cual es necesario el desmontaje del grupo de ruedas dentadas.

El reductor está calculado fundamentalmente para fijarlo en la bancada por el plano inferior, con ayuda de patillas. Según las condiciones del montaje el diámetro exterior de la rueda dentada pequeña debe ser menor que el diámetro de los agujeros para los cojinetes del árbol.

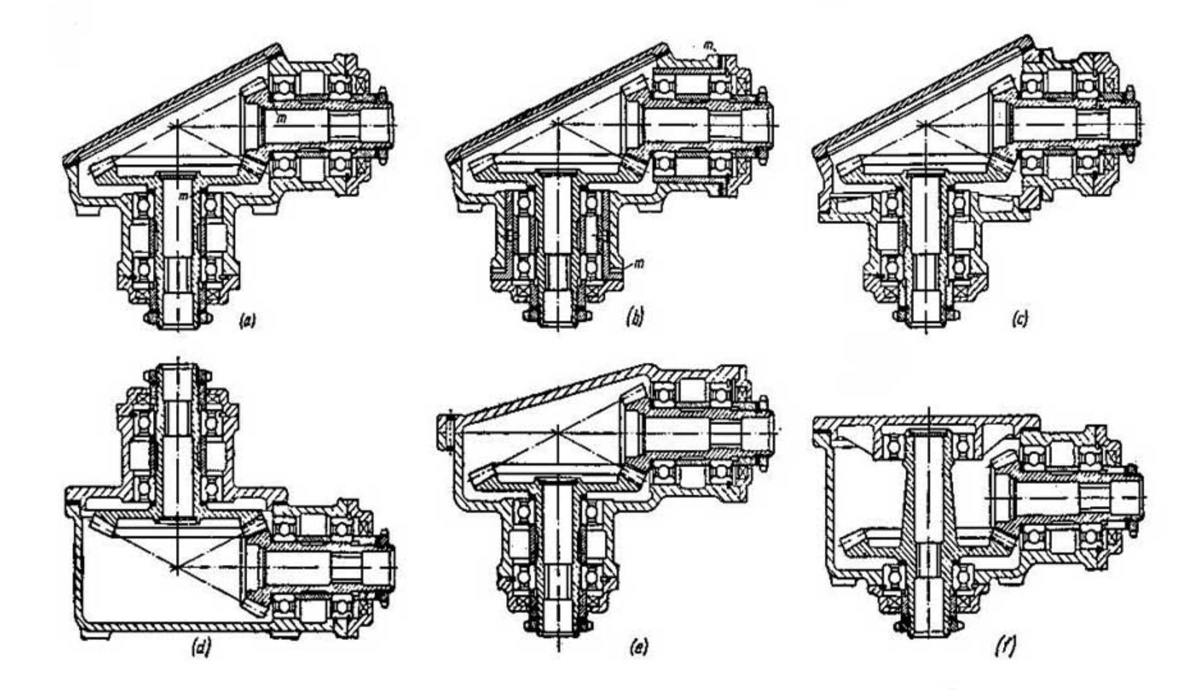
En otra variante de la construcción (fig. 14, *b*) los cojinetes de la rueda dentada están colocados en casquillos intermedios, lo que permite aumentar algo el diámetro admisible, por las condiciones del montaje, de la rueda pequeña. Esto simplifica la regulación del engrane, ya que en el caso dado no hay que desmontar cada rueda, cambiando sólo las arandelas de medida *m* que se colocan bajo las bridas de los casquillos intermedios. Es particularmente cómodo, si las arandelas de regulación *m* tienen la forma de semianillo (en la fig. 14, *b*, la inferior), fijadas con pernos. Para cambiar las arandelas se aflojan los pernos y se desplaza a la requerida magnitud el casquillo intermedio.

En la construcción aportada en la fig. 14, *c*, las ruedas se han colocado en armazones separables. Las ventajas de la construcción anterior se conservan, sin embargo, la rigidez de la armazón principal disminuye considerablemente. Al fabricar armazones es necesario mantener una coaxialidad rigurosa de los collarines centradores y de las superficies de ajuste de los cojinetes. Por la construcción el reductor es más adaptable para la sujeción suspendida, aunque es posible su instalación por el plano inferior con ayuda de patillas fundidas en una sola pieza con la tapa inferior.

Al sacar la cola de la rueda dentada grande hacia arriba (fig. 14, *d*) la construcción empeora. Aquí, no se puede examinar el mecanismo en forma montada; al quitar la armazón de la rueda grande, se altera la integridad del mecanismo.

El engranaje se puede regular sólo al minio, con el desmontaje y montaje de prueba reiterados de la rueda dentada grande. La revisión de la cavidad interior del reductor exige la separación previa del árbol de arrastre de la rueda grande.

En la construcción según la fig. 14, *e*, las ruedas dentadas están montadas en la armazón separable (en el plano del eje de la rueda


m
m
(a)
m
m
(b)
(c)
(d)
(e)
(f)

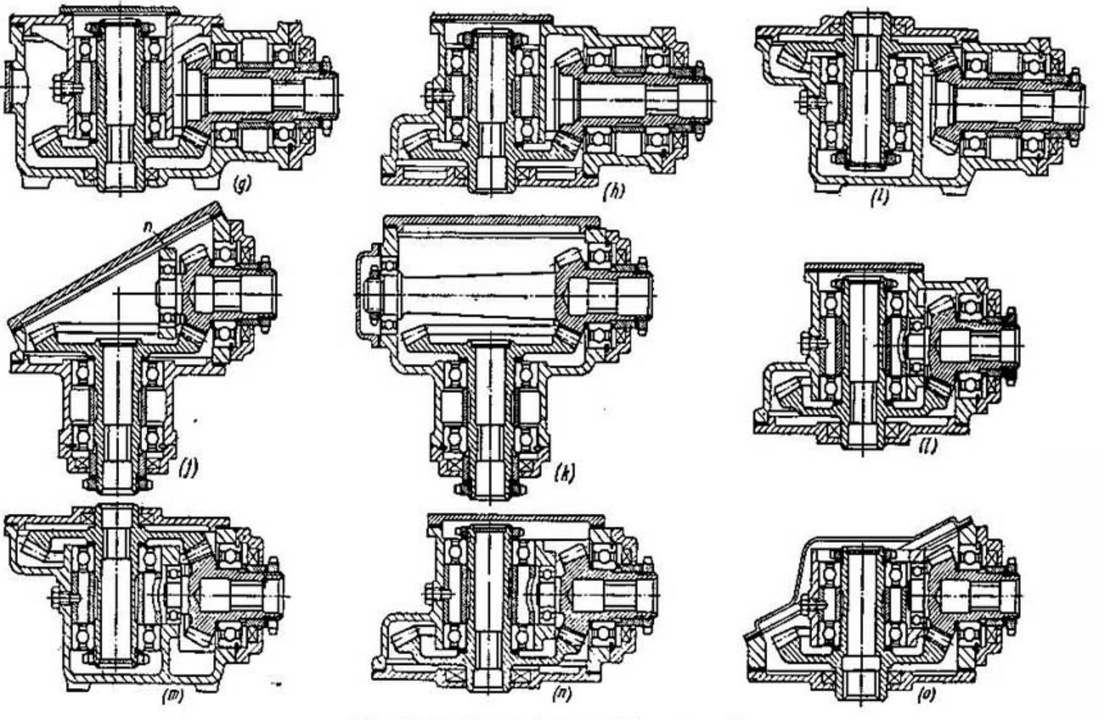



Fig. 14. Variantes de transmisiones angulares

pequeña). Esta construcción se distingue por su montaje simple y por la comodidad de inspección del mecanismo. La comprobación del engranaje poseerá todo su valor sólo en el caso, si el árbol de la rueda pequeña montada con los cojinetes, se aprieta a los lechos inferiores de los cojinetes.

La fabricación de la armazón separable es más compleja que la enteriza. Al principio es necesario mecanizar en limpio los planos de junta, unir las mitades del cuerpo con pasadores de control y en forma montado elaborar los agujeros de encaje para los cojinetes. Las superficies de junta se esmerilan. El empleo de empaquetaduras en la junta es inadmisible, de lo contrario se puede alterar la cilindricidad de los asientos de los cojinetes de la rueda pequeña.

Las ulteriores variantes de los reductores persiguen el objetivo de disminuir las dimensiones exteriores de la transmisión, a costa de desplazar los apoyos a la cavidad interior del cuerpo.

En la construcción representada en la fig. 14, *f*, el árbol de la rueda dentada grande descansa sobre dos apoyos, uno de los cuales está dispuesto en el cuerpo, el otro, en la tapa. Aquí, la distancia entre los apoyos se ha aumentado, la carga en los cojinetes se ha disminuido en comparación con la colocación de consola. La insuficiencia fundamental de la construcción es la dificultad de la revisión y regulación del mecanismo en forma montada. Al sacar la tapa, el árbol de la rueda dentada grande queda sólo en el apoyo inferior; su balanceo no permite comprobar si el engrane es correcto. Además, debido a la disposición de los apoyos, en distintas piezas, empeora el centrado del árbol. La necesidad de mecanizar los agujeros de encaje para los cojinetes en el cuerpo y la tapa montados, complica el proceso tecnológico.

La construcción aún más compacta mostrada en la fig. 14, *g*, al examinarla más detalladamente resulta insatisfactoria. Aquí, prácticamente es irrealizable la revisión del mecanismo. Para extraer la tapa de la rueda grande es necesario sacar previamente la rueda pequeña, debido a lo cual el mecanismo resulta separado totalmente.

La mejor variante, es aquella en la que el árbol de la rueda grande está montado en el cuerpo (fig. 14, *h*). El acceso al mecanismo es posible a través de la tapa inferior. La construcción es aplicable en el caso de sujeción suspendida del reductor y no aplicable, si éste se debe colocar en la bancada por el plano inferior. En este caso, para revisar los mecanismos habría que sacar todo el reductor. La particularidad positiva de esta construcción es la posible toma de fuerza desde la cola superior del árbol de la rueda grande, para lo cual es suficiente sacar la cola por la tapa superior.

Una construcción análoga con salida del árbol de la rueda dentada grande hacia arriba y con sujeción del reductor por el plano inferior se muestra en la fig. 14, *i*. Para revisar el mecanismo se necesita la separación previa del accionamiento de la rueda grande. El sector de engrane se observa por el extremo.

Las dimensiones exteriores de la transmisión pueden reducirse a costa del traslado de uno de los cojinetes del árbol de la rueda pequeña hacia dentro del cuerpo (fig. 14, *j*). El cojinete se coloca en la pared divisora *n*, fundida a las paredes laterales del cuerpo. La construcción admite la suspensión del reductor y su instalación en el plano inferior. El mecanismo se revisa a través de la tapa no portadora; la separación de los árboles de impulsión no es necesaria. La insuficiencia de esta construcción es la dificultad de inspección del sector de engrane de las ruedas, cubierto por la pared divisora *n*.

En la variante de la figura 14, *k*, el cojinete interior del árbol de la rueda pequeña ha sido desplazado a la pared opuesta del cuerpo. Aquí, se asegura una buena separación de los apoyos y cómoda revisión del mecanismo sin tener que separar los árboles de impulsión. Es posible la toma de fuerza desde el árbol de la rueda pequeña.

La insuficiencia de esta construcción reside en que: no se pueden desmontar las ruedas dentadas por separado; para sacar la rueda grande es necesario desmontar de antemano la pequeña.

Las construcciones más ventajosas, en principio, por las dimensiones exteriores son las que tienen ubicados dentro del cuerpo los cojinetes, tanto de las ruedas dentadas grandes como los de las pequeñas (fig. 14, *l*, *o*).

En la construcción de la figura 14, *l*, los cojinetes del árbol de la rueda grande están colocados en un cubo fundido de una sola pieza con el cuerpo. El cojinete interior de la rueda pequeña está situado en el agujero lateral del cubo. La rueda grande se monta a través de la tapa no portadora inferior que sirve también para revisar el mecanismo. El sector de engrane de las ruedas se observa desde el extremo. La construcción admite sólo la sujeción suspendida.

En la fig. 14, *m* se representa la variante del reductor que se sujeta por el plano inferior con salida del árbol de la rueda grande hacia arriba.

La insuficiencia de las variantes según las figuras 14, *l*, *m* es la necesidad de separar previamente el árbol de impulsión de la rueda grande, al quitar la tapa de inspección.

En la figura 14, *n* se muestra una variante que permite la revisión del mecanismo sin desacoplar el accionamiento. La construcción es adaptable para la sujeción suspendida.

La variante de esta construcción con baja altura del cuerpo y con tapa estampada de gran tamaño que asegura una cómoda revisión del mecanismo, se muestra en la fig. 14, *o*.

La elección definitiva de la variante del reductor depende de las condiciones de su empleo y colocación. Las construcciones representadas en las figs. 14, *a*, *c*, son las que poseen mayores ventajas para las condiciones generales de aplicación. En caso de que se tengan que reducir las dimensiones exteriores y el peso de la transmisión será mejor emplear las construcciones compactas, de acuerdo con las figuras 14, *l*—*o*.

### 2.0.5 Método de inversión

Entre los procedimientos que simplifican el trabajo complejo del diseñado un lugar destacado ocupa el *método de inversión*. La esencia de este método reside en la conversión de la función, forma y disposición de las piezas. A veces, en los *grupos* suele ser de provecho cambiar los papeles que desempeñan las piezas, por ejemplo, a la pieza conductora hacerla conducida, a la directriz hacerla dirigida, a la externa hacerla interna, a la fija hacerla móvil.

A veces es conveniente invertir las *formas* de las piezas, por ejemplo, un cono exterior sustituirlo por otro interior, una superficie esférica convexa hacerla cóncava. En otros casos resulta ventajoso cambiar de sitio los elementos constructivos de una pieza a otra, por ejemplo, la chaveta del árbol pasarla al cubo o el martillete de la palanca pasarlo al empujador.

En este caso, la construcción adquiere cada vez nuevas propiedades. La misión del diseñador reside en sopesar las ventajas y las insuficiencias (defectos) de las variantes iniciales e invertidas, teniendo en cuenta la resistencia mecánica, las dimensiones exteriores, las cualidades de ingeniería, la comodidad de explotación y elegir la mejor de ellas.

Para el diseñador experto el método de inversión es la herramienta imprescriptible del razonamiento. Este simplifica considerablemente el proceso de búsqueda de las soluciones, como resultado de las cuales nace la construcción racional.

En la fig. 15 se muestran ejemplos de inversión de grupos (conjuntos) tipo de la construcción de maquinaria.

*Accionamiento de la varilla* (fig. 15, *a*). En el esquema *I* la varilla se pone en acción por la palanca de horquilla por intermedio de su eje. En el esquema invertido *II* el eje se ha trasladado a la palanca, como resultado de lo cual se ha disminuido el esfuerzo transversal que actúa sobre la varilla. La construcción ejecutada por el esquema *I*, no obstante, tiene menores dimensiones.

*Accionamiento del empujador* (fig. 15, *b*). En la construcción *1* el martillete del brazo oscilante es plano, el platillo del empujador es esférico; en el esquema invertido *II* el martillete es esférico, el platillo del empujador es plano. El resultado de la inversión es la disminución de los esfuerzos transversales sobre el empujador. Además, el martillete puede hacerse cilíndrico, lo que garantiza el contacto lineal en la articulación, mientras que en la construcción según el esquema *I*, el contacto es puntual.

*Instalación de la biela en la orejeta de horquilla* (fig. 15, *c*). En el esquema *I* el eje de la articulación está fijo en la biela y gira en los cojinetes de la horquilla, en el esquema invertido *II* el eje está fijo en la horquilla; el cojinete está colocado en la biela. En este caso, la inversión contribuye a disminuir las dimensiones exteriores y mejorar el trabajo del cojinete, que adquiere mayor rigidez.

*Uniones de niple.* En el esquema *I* (fig. 15, *d*) el niple está apre-

tado con ayuda de una tuerca de acoplamiento interior. En el esquema invertido *II* se emplea una tuerca exterior, como resultado de lo cual las dimensiones axiales resultan menores y las radiales mayores. La unión por el esquema *II* es más cómoda para el apriete.

En la unión de niple según la fig. 15, *e*, el cono inverso en el niple (esquema *I*) se ha sustituido por otro recto (esquema *II*) con reducción de las dimensiones axiales.

*Articulación esférica de tuberías* (fig. 15, *f*). La superficie esférica de la articulación (esquema *I*) puede sustituirse por dos superficies iguales (esquema *II*) con considerable ventaja en la dimensión y el peso. Sin embargo, la fabricación se complica, ya que aquí es necesario observar la concentricidad de dos superficies esféricas.

*Sujeción de la paleta de turbina* (fig. 15, *g*). La sustitución de la sujeción de la paleta por horquilla a la espiga anular en forma de T del rotor (esquema *I*), por su sujeción por el pie en forma de T a la ranura anular (esquema *II*) asegura menor peso, mayor rigidez y simplifica la fabricación de la parte de la raíz de las paletas.

*Válvula desviadora* (fig. 15, *h*). La dirección de la válvula con la cola que resbala por el agujero del cuerpo (esquema *II*), en lugar del vástago encajado en el cuerpo (esquema *I*) es más precisa, ya que el agujero guía y el asiento de la válvula puede elaborarse de una colosación con el mínimo error de concentricidad.

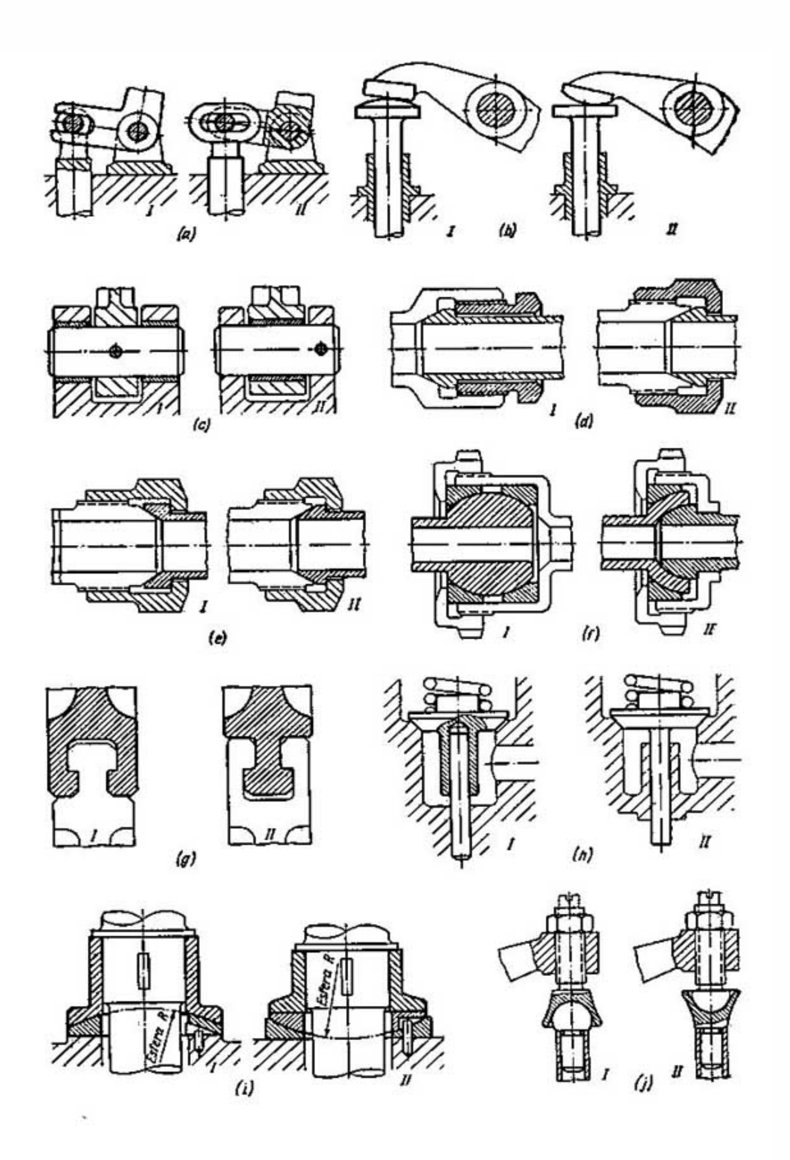
*Cojinete de empuje autoalineador* (fig. 15, *i*). En el cojinete del esquema *I* el gorrón gira por una superficie esférica; en el esquema *II*, gira por una superficie plana, lo que es más racional. Los esquemas se distinguen también por la disposición de los centros de autocolocación.

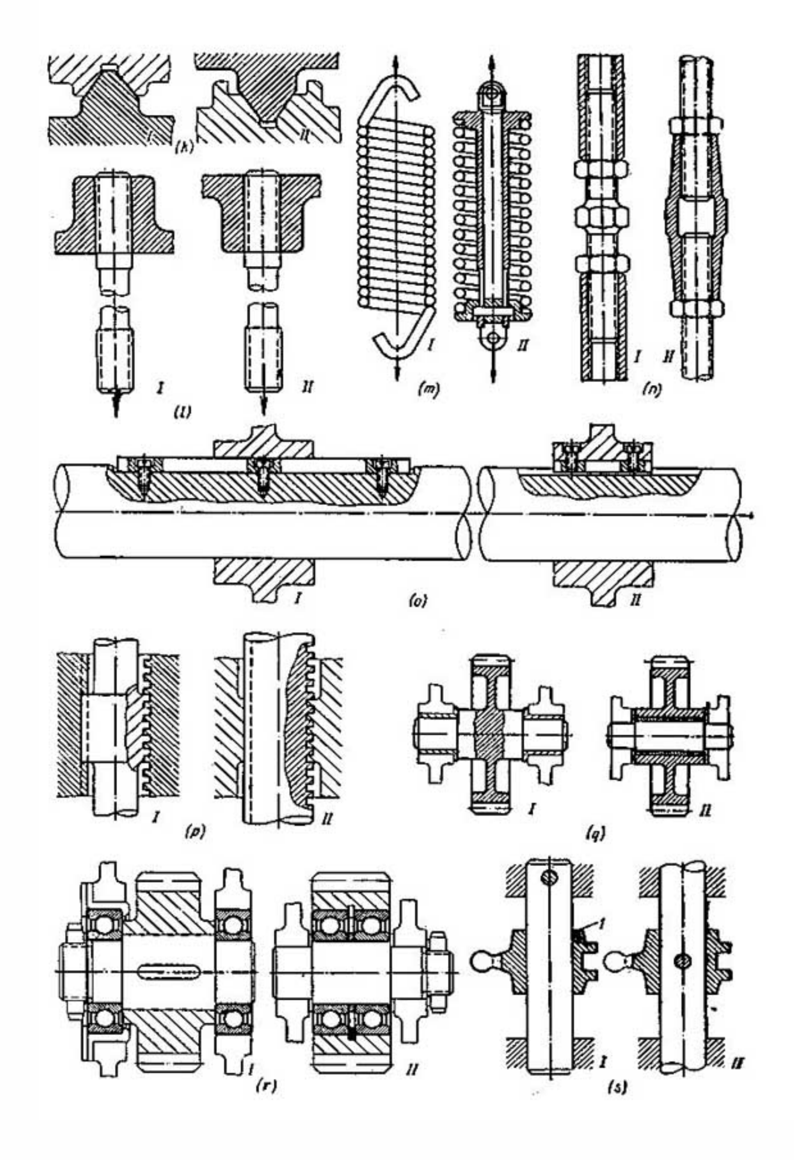
*Accionamiento del brazo oscilante* (fig. 15, *j*). El traslado de la esfera de la varilla (esquema *I*) al martillete (esquema *II*) mejora la condición de lubricación; el aceite que se encuentra en la cavidad del mecanismo se acumula en la cabeza en forma de taza de la varilla. En la construcción representada en el esquema *I* está casi excluida la penetración del aceite en la articulación.

*Guía prismática* (fig. 15, *k*). La construcción representada en el esquema *II* es la más ventajosa por las condiciones de lubricación. La ranura hundida mantiene el lubricante, lo que contribuye a aumentar la longevidad de la construcción y la conservación de la exactitud de la dirección.

*Muelle* (fig. 15, *l*). En el esquema *II* el muelle de tracción ha sido sustituido por un muelle de compresión con inversión. Los muelles de compresión son más resistentes y de mayor durabilidad que los muelles de tracción, en los cuales con frecuencia se observa el estirado de los enganches. La construcción invertida es más fiable, pero más compleja y pesada que la construcción ordinaria (esquema *I*).

*Tender* (fig. 15, *m*). Este dispositivo puede fabricarse en forma de varilla roscada (esquema *I*) o de manguito roscado (esquema *II*). El esquema *II* reduce las dimensiones axiales de la construcción a


I
II
(a)
I
(b)
II
I
II
(c)
I
(d)
II
I
II
(e)
I
(f)
II
I
II
(g)
I
(h)
II
Esfera R
I
Esfera R
II
(i)
I
(j)
II


(k)
I
II
(l)
(m)
(n)
(o)
(p)
(q)
(r)
(s)
1

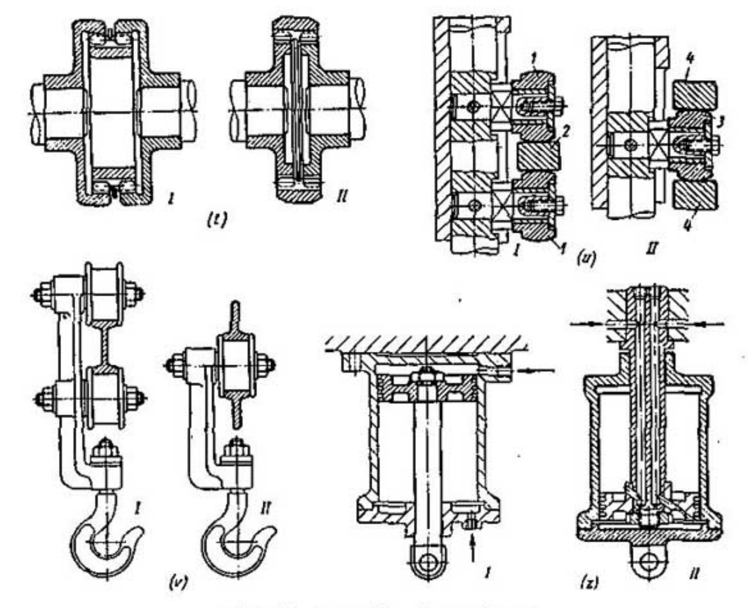



Fig. 15. Inversión de conjuntos

la altura del hexaedro que ocupa en la construcción por el esquema *I* un lugar sobrante.

*Saliente para el espárrago de sujeción* (fig. 15, *n*). El esquema *II* es más ventajoso por la resistencia mecánica que la unión a rosca, ya que la ductilidad elevada del saliente contribuye al reparto más uniforme de la carga entre las espiras de la rosca.

*Chaveta corrediza* (fig. 15, *o*). La sujeción de la chaveta en el cubo (esquema *II*) eleva las cualidades, de ingeniería de la construcción. Se omite la operación laboriosa de ajustar una chaveta larga; se garantiza una dirección más precisa del cubo, ya que la ranura en el árbol puede realizarse más precisa que la chaveta larga.

*Tornillo de carga* (fig. 15, *p*). El fileteado de una rosca larga en una barra (esquema *II*) tecnológicamente es más ventajoso que el fileteado de una rosca larga en el cuerpo (esquema *I*). Siendo iguales el diámetro de la rosca y las dimensiones de la unión, aumenta la resistencia mecánica de la barra por el esquema *II*.

*Rueda dentada loca* (fig. 15, *q*). El esquema *II* de la colocación de la rueda es más ventajoso por las dimensiones y por las cualidades de ingeniería. Las condiciones de trabajo del cojinete mejoran debido al aumento de la rigidez de los apoyos. Al instalar la rueda por

el esquema *I* el árbol, bajo la acción del esfuerzo del accionamiento, está sometido a una carga cíclica; en el esquema *II* el eje está cargado estáticamente.

Si la rueda dentada loca se ha instalado sobre cojinetes de contacto rodante (fig. 15, *r*) se debe tener en cuenta que la longevidad de los cojinetes en el esquema *II* (giran los aros exteriores) es menor que en el esquema *I* (giran los aros interiores).

*Corredera* (fig. 15, *s*). En el esquema *I* la corredera *1* se desplaza por el vástago inmóvil. En el esquema invertido *II* la corredera está fija en el vástago que se desplaza por las guías. Como resultado de la inversión mejora considerablemente la dirección.

*Acoplamiento estriado* (fig. 15, *t*). El esquema *II* es más ventajoso que el esquema *I* por las dimensiones axiales y por las cualidades de ingeniería (las estrías interiores se elaboran a la pasada).

*Accionamiento de la biela con plantilla de disco* (fig. 15, *u*). En el esquema *I* la biela se pone en acción con ayuda de dos rodillos *1*, colocados en ella, que abrazan la plantilla *2*, en el esquema *II* por uno de los rodillos *3* situado entre las dos plantillas *4*. La construcción hecha de acuerdo con el esquema *II* es más compacta. Se simplifica la eliminación del juego en la transmisión, ya que el huelgo entre las plantillas y el rodillo puede regularse desplazando una de las plantillas en sentido axial.

*Dirección de la carretilla del gancho de suspensión* (fig. 15, *v*). En el esquema *I* la carretilla tiene dos pares de rodillos (en la figura se muestra sólo un par) que ciñe al monocarril. En el esquema invertido *II* un par de rodillos se desplaza entre dos carriles. El segundo esquema garantiza mayor compacidad de la construcción. La insuficiencia del esquema reside en la necesidad de emplear dos carriles.

*Cilindro hidráulico* (fig. 15, *x*). En la construcción del esquema *I* el cilindro es inmóvil; en él se mueve el émbolo con la biela de impulsión. En el esquema invertido *II* son inmóviles el émbolo y la biela, por ellos se desplaza el cilindro dotado de una horquilla accionadora. En el esquema *II* es posible el accionamiento desde cualquier punto por la altura del cilindro.

### 2.0.6 Metodología de la composición

La composición suele constar de dos etapas: la de bosquejo y la de ejecución. En la *composición de bosquejo* se elaboran el esquema fundamental y la construcción general del conjunto (a veces varias variantes). Sobre la base del examen de la composición de bosquejo se realiza la composición de trabajo que especifica la construcción del conjunto y que sirve de material inicial para el diseñado ulterior.

En el curso de la composición es importante saber distinguir lo principal de lo secundario y establecer la correcta secuencia para elaborar la construcción.

El intento de componer todos los elementos de una construcción a un mismo tiempo es un error que es propio sólo del diseñador novato. Una vez recibida la tarea que determina la designación especial y los parámetros del grupo a proyectar, el diseñador con frecuencia inicia inmediatamente el dibujo de la construcción total con todos los detalles, con la representación completa de los elementos constructivos, dando a la composición el aspecto que debe tener sólo el dibujo de montaje de la construcción en el proyecto técnico o de trabajo. Tal diseñado significa condenar a la construcción a la irracionalidad. Resulta un enhebrado mecánico de los elementos y grupos constructivos dispuestos irracionalmente sin lugar a dudas.

Hay que empezar la composición con la solución de los problemas principales de la construcción, es decir, la elección de los esquemas racionales de fuerza y cinemático, de las dimensiones y forma correctas de las piezas, la determinación de su disposición recíproca más racional. Aclarar los pormenores de la construcción en la etapa dada no sólo es inútil, sino también perjudicial, ya que distrae la atención del diseñador de los problemas fundamentales de la composición y turba la marcha lógica de la elaboración de la construcción.

Otra regla fundamental de la composición es la elaboración pararela de diversas variantes, su análisis profundo y la elección de las más racionales. Será un error, si el diseñador prefija inmediatamente la dirección del diseñado, eligiendo el primer tipo de construcción que la viene a la cabeza o bien tomando por espécimen una construcción trivial. Al principio es necesario examinar todas las soluciones posibles y elegir de ellas la óptima para las condiciones dadas. Esto exige trabajo y se logra no immediatamente, a veces, como resultado de largas búsquedas.

No es obligatorio que la elaboración de las variantes sea completa. Habitualmente, es suficiente hacer unos croquis para obtener una representación sobre la perspectiva de la variante y resolver el problema de la racionalidad de la continuación del trabajo sobre ella.

En el proceso de la composición es necesario realizar cálculos, aunque sea de orientación o aproximados. Para las piezas fundamentales de la construcción debe ser calculada no sólo su resistencia mecánica, sino también su rigidez.

No se debe confiar a la vista al elegir las dimensiones y las formas. Es verdad que hay diseñadores expertos que casi sin faltas establecen las dimensiones y la sección que aseguran el nivel de tensiones adoptado en la rama dada de la construcción de maquinaria. Pero este mérito es dudoso. Copiando las formas estereotipadas y manteniéndose al nivel tradicional de tensiones, no se puede crear ninguna construcción progresiva.

Tampoco es justo confiar integramente en los cálculos. En primer lugar, los métodos existentes de cálculo de resistencia mecánica no tienen en cuenta una serie de factores que determinan la capacidad de trabajo de la construcción. En segundo lugar, hay piezas que no se pueden calcular (por ejemplo, las de los cuerpos).

En tercer lugar, las necesarias dimensiones de las piezas dependen no sólo de la resistencia mecánica, sino también de otros factores. La construcción de las piezas de fundición se determina, en primer lugar, por las exigencias de la tecnología de la fundición. Para las piezas que se someten a elaboración mecánica conviene tener en cuenta la resistencia a los esfuerzos de corte y dar a éstas la necesaria rigidez. Las piezas tratadas térmicamente deben ser lo bastante masivas para evitar las torceduras. Las dimensiones de las piezas de mando conviene elegirlas contando con la comodidad de su manejo.

De este modo, junto con el cálculo conviene confrontar con la experiencia de las construcciones realizadas, introduciendo en caso de necesidad correcciones fundamentadas.

La condición necesaria del diseñado correcto consiste en estar constantemente sobre las cuestiones de la fabricación y desde el principio dar a las piezas formas tecnológicamente racionales. El diseñador experto, componiendo la pieza, inmediatamente la hace con cualidades de ingeniería; el principiante debe dirigirse constantemente a consultar a los tecnólogos.

Conviene realizar la composición sobre la base de las dimensiones normales (diámetros de las superficies de ajuste, dimensiones de las uniones por chavetas y por estrías, diámentros de las roscas, etc.). Esto es particularmente importante al componer grupos con varias superficies de encaje concéntricas, asimismo de piezas escalonadas, cuya forma en sumo grado depende de la gradación de los diámetros.

Al mismo tiempo, hay que lograr la máxima unificación de los elementos normales. Los elementos elegidos inevitables por la construcción de las piezas y conjuntos principales conviene utilizarlos, por todos los medios, en las demás partes de la construcción.

Durante la composición se deben tener en cuenta todas las condiciones que determinan la capacidad de trabajo del conjunto, se deben elaborar los sistemas de lubricación, refrigeración, montaje-desmontaje, sujeción del conjunto y la unión a éste de las piezas contiguas (árboles de impulsión, comunicaciones, cables eléctricos); se deben prever las condiciones del entretenimiento conveniente, de la revisión y regulación de los mecanismos; se deben elegir los materiales para las piezas principales; se deben meditar los procedimientos para la elevación de la longevidad, aumento de la resistencia al desgaste de las uniones de rozamiento, los procedimientos de protección contra la corrosión; se deben investigar las posibilidades de forzamiento del conjunto y determinar sus límites.

No siempre la composición transcurre sin obstáculos. Con frecuencia, en el proceso de diseñado se descubren los defectos inadvertidos en los cálculos iniciales, para cuya eliminación hay que volver a los esquemas anteriormente rechazados o elaborar nuevos.

No siempre los distintos grupos se obtienen a los primeros intentos. Esto no debe turbar al constructor. A veces hay que crear construcciones «provisionales» y perfeccionarlas hasta el nivel constructivo indispensable en el proceso del trabajo ulterior. En tales

casos es provechoso obrar según el refrán italiano que dice: dare al tempo il tempo (dar tiempo al tiempo), es decir, hacer un descanso después del cual, como resultado del trabajo subconsciente de razonamiento, con frecuencia surgen las soluciones acertadas, que sacan fácilmente a la construcción del callejón sin salida. Pasada la pausa, el diseñador mira al dibujo de otro modo y ve las insuficiencias que fueron cometidas en el período del desarrollo de la idea fundamental de la construcción.

Con frecuencia el diseñador pierde sin querer la objetividad, deja de ver los defectos de la variante con la que se encariñó y la posibilidad de otras variantes. En tales casos conviene recurrir a la opinión ecuánime de gente ajena, a la indicación de los de más edad, al consejo de los colegas e incluso a la crítica pendenciera. Además, cuanto más mordaz sea la crítica tanto mayor será el provecho que sacará de ella el diseñador.

En todas las fases de la composición conviene recurrir a la consulta de los productores y del personal de servicio de las máquinas.

La regla general es ésta: cuanto más amplio se ponga a liberación la composición y cuanto más atentamente el diseñador tenga en cuenta las indicaciones útiles, tanto mejor resulta la composición y más perfecta se obtiene la construcción.

No hay que lamentar el tiempo ni los esfuerzos invertidos en la elaboración del proyecto. El coste de los trabajos de diseñado constituye una parte insignificante del precio de la producción de las máquinas (a excepción de las máquinas de producción individual y en series pequeñas). Una elaboración más profunda de la construcción, a fin de cuentas, da ganancia en el precio, plazos de fabricación y puesta en punto de las máquinas, en su calidad y magnitud del efecto económico durante el plazo de funcionamiento de la máquina.

### 2.0.7 Técnica de la composición

La composición es mejor hacerla en la escala 1 : 1, si lo admiten las dimensiones exteriores del objeto a diseñar. En este caso es más fácil elegir las dimensiones y secciones necesarias de las piezas, hacerse una idea sobre la proporción de las partes de la construcción, resistencia mecánica y rigidez de las piezas y de toda la construcción. Al mismo tiempo esta escala nos libera de la necesidad de rotular una gran cantidad de cotas y simplificar los ulteriores procesos de diseñado, en particular, de despiece. Las dimensiones de las piezas, en este caso, pueden tomarse directamente del dibujo.

El trazado en escala reducida, particularmente en el caso de reducciones que sobrepasan 1 : 2, dificulta fuertemente el proceso de composición, desfigurando las proporciones y privando al dibujo de evidencia.

Si las dimensiones del objeto no permiten emplear la escala 1 : 1, entonces algunos grupos y conjuntos del objeto, en último caso, se deben componer al natural.

La composición de los objetos simples puede elaborarse en una sola proyección, en la que la construcción queda explícita más plenamente. Las formas de la construcción en sentido transversal se completan con representaciones espaciales. Al componer objetos más complejos este procedimiento puede conducir a errores esenciales; en tales casos es obligatoria la elaboración en todas las proyecciones y secciones indispensables.

La técnica de ejecución de los dibujos de composición representa un proceso de continuas búsquedas, pruebas, cálculos mentales, elaboración de variantes, su confrontación y exclusión de las inservi-

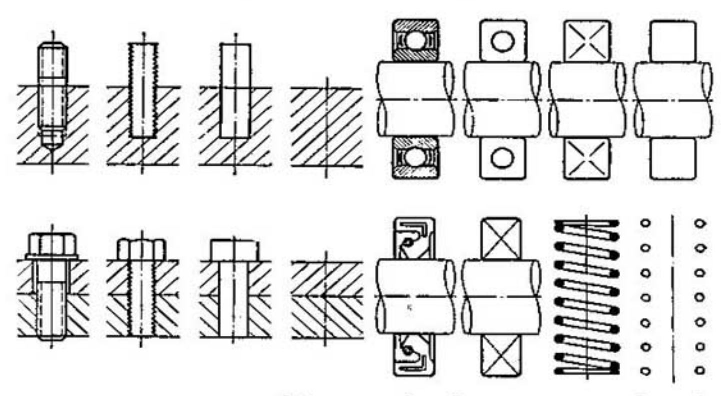


Fig. 16. Representación simplificada de los elementos tipo en los dibujos de composición

bles. El trazado debe hacerse apretando suavemente el lápiz, porque las modificaciones de la composición se suceden una en pos de otra y hay que utilizar más la goma de borrar que el lápiz.

Las secciones pueden dejarse sin rayar, pero si se rayan, sólo a mano. No se debe perder tiempo en dibujar con pormenores. Las piezas y grupos tipo (piezas de sujeción, empaquetaduras, muelles, cojinetes de contacto rodante) es mejor representarlos simplificadamente, por ejemplo, por los procedimientos que se muestran en la fig. 16.

El contorneo del dibujo, el rayado, la apertura de las condicionalidades de la representación y el dibujo de las piezas diminutas se refieren a las fases definitivas de la composición, al preparar el dibujo de composición a la deliberación.

Existe una escuela de composición a mano. La construcción se dibuja con lápiz, en papel milimetrado. El autor siempre se rige por este procedimiento y considera que esta composición tiene mayores ventajas en lo concerniente a la productividad, flexibilidad y facilidad de introducción de correcciones. Este

procedimiento excluye casi por completo la posibilidad de errores en las dimensiones de coordinación y asegura la fácil lectura de todas las cotas de las piezas.

Este procedimiento permite en particular dar a las piezas contornos suaves característicos para el diseñado moderno.

Para el diseñador que posee capacidades de dibujante, este es el mejor procedimiento de composición. Hay diseñadores, de las manos de los cuales salen en el curso de algunas horas composiciones ejecutadas por este método, terminadas y elaboradas completamente, las cuales pueden entregarse al despiece.

## 2.0.8 Ejemplo constructivo

Para ilustrar la metodología de la composición, examinemos el ejemplo del diseñado de la bomba centrífuga de agua. El objeto elegido como ejemplo tiene particularidades específicas que influyen en la metodología y secuencia de la composición. En el caso considerado existe una base inicial bastante estable en forma de croquis, proveniente de la sección de cálculo, de la parte hidráulica de la bomba. Al diseñador le queda vestirla con metal. En muchos casos se suele dar sólo el esquema general del objeto a proyectar, sin determinada armadura dimensional. A veces, el constructor inicia el diseñado conociendo sólo la designación del conjunto y las exigencias técnicas concernientes a éste, sin tener noción incluso del esquema de la futura construcción. Entonces se ve obligado a comenzar con la elaboración de la idea de la construcción y las búsquedas del esquema constructivo, después de lo cual sigue la composición en el propio sentido de la palabra.

La metodología de composición que se describe a continuación no es única. El proceso de composición como cualquier proceso creador es subjetivo y depende en mucho de la experiencia, hábitos y capacidades del constructor. La marcha de la composición, la secuencia de la elaboración de la estructura, así como las soluciones constructivas de los problemas que surgen en el curso de diseñado pueden ser muy distintas. La metodología que se aporta a continuación debe considerarse como *ejemplo*, cuyo objetivo reside en ilustrar las leyes fundamentales en uno u otro grado inherentes a cualquier proceso de composición. Estas son:

la secuencia de la elaboración, la aclaración en las primeras etapas sólo de los elementos principales de la construcción y menosprecio de los pormenores de la construcción;

la consideración, en el proceso de diseñado, de diversas variantes y la elección de la mejor de ellas sobre la base del confrontamiento de la racionalidad constructiva, tecnológica y de funcionamiento;

los cálculos aproximados y paralelos con el diseñado de la resistencia mecánica, rigidez y longevidad;

la previsión de reservas, desde los primeros pasos de la composición, del desarrollo del conjunto y la aclaración de los límites de su forzamiento;

la atribución de cualidades de ingeniería a la construcción que se elabora, la realización sucesiva de la unificación y normalización;

la elaboración del esquema de montaje y desmontaje;
la revisión minuciosa de todos los elementos de la construcción y del conjunto en total en el sentido de longevidad y seguridad de funcionamiento.

En el ejemplo dado a continuación, los resultados de cada etapa de composición se representan con algunos dibujos. El diseñador novato puede crearse una impresión falsa, como si el proceso de la composición constara de la confección sucesiva de tales dibujos. En efecto se trata de un mismo dibujo de composición que continuamente se complementa y especifica en el curso de la elaboración, hasta que adquiera la forma definitiva.

Para los intereses de la evidencia en los dibujos aportados a continuación las piezas pequeñas se muestran (no siempre) en forma completa. En realidad, en el proceso de composición ellos se representan simplificadamente con símbolos convencionales y, a veces, no se muestran.

En la formulación libresca se tiene que recurrir al trazado completo de las variantes y a la explicación detallada al confrontar las ventajas e insuficiencias de las distintas soluciones constructivas. De hecho una gran parte de las variantes el diseñador la confronta mentalmente, desechando en seguida las soluciones irracionales y sólo, a veces, hace a mano esbozos de variantes, en ocasiones, incluso sin observar la escala.

A veces, el diseñador incluso no puede aclarar como es debido por qué precisamente él elige una dirección del diseñado y rechaza otra, limitándose lacónicamente a «no me gusta». En el constructor experto por esta motivación del gusto, a primera vista, en efecto, se esconde el presentimiento correcto de las complicaciones constructivas, tecnológicas, de explotación y otras que lleva consigo la dirección rechazada.

De este modo, el proceso de confrontación y elección de las variantes transcurre mucho más rápido que puede parecer de las aclaraciones e ilustraciones que se aportan más adelante.

Mucho tiempo hay que invertir en la resolución de los nuevos o complejos problemas constructivos que surgen durante el diseñado y que exigen un trabajo creador, búsquedas de analogía y ejemplos de apoyo de la práctica de distintas ramas de la construcción de maquinaria y, a veces, la realización de experimentos que, según sean los plazos destinados para el diseñado, pueden realizarse expresamente o con toda la profundidad dictada por las circunstancias.

### 2.0.8.1 Datos iniciales

El material inicial para el diseñado de una bomba es el croquis de cálculo de la parte hidráulica de la misma con las dimensiones fundamentales (fig. 17). Esta bomba es de una etapa, con entrada axial y disposición de consola de la rueda impelente. En la tubuladura de aspiración está el dispositivo guía (distribuidor) que garantiza la entrada axial del chorro de agua sobre la rueda impelente.

El accionamiento de la rueda se hace desde un motor eléctrico asincrónico ($n = 2950$ r.p.m). La velocidad periférica de la rueda impelente es de 35,5 m/s, la altura asignada es de 50 m $H_2O$, el caudal es de 40 l/s. Esta bomba tiene dos tubuladuras de salida situadas simétricamente con un área de 40 cm² cada una de ellas.

Por cálculo se han determinado el número y la disposición de las paletas (ocho paletas encorvadas en sentido de rotación de la

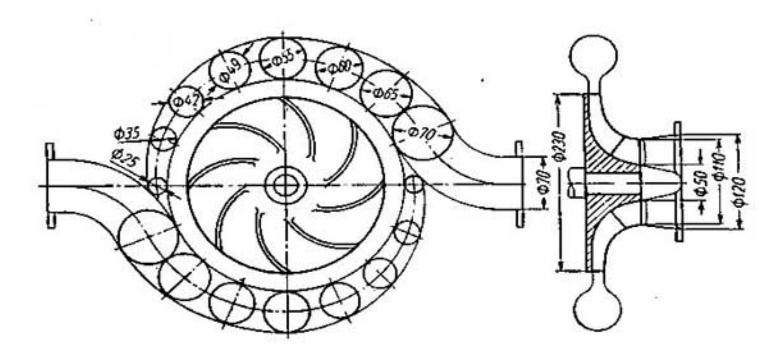



Fig. 17. Bosquejo de la unidad hidráulica de una bomba

rueda impelente), el perfil de la parte corriente de la rueda impelente, las secciones de las volutas de salida por los ángulos de la circunferencia. Se ha definido el plazo de funcionamiento de la bomba (10 años, trabajando en dos turnos).

La longevidad prevista de la bomba es igual al producto del plazo de servicio en horas por los coeficientes de trabajo por turnos y de los días de descanso (con el objetivo de asegurar la explotación sin reparación, no introducimos el coeficiente de paradas por reparaciones). Por consiguiente,

$$h = \eta_{tur}\eta_{desc}H,$$

donde $H = 10 \cdot 365 \cdot 24 = 87\,600$ h es el plazo nominal de funcionamiento;

$\eta_{tur}$ es el coeficiente de trabajo por turnos (trabajando en dos turnos $\approx 0{,}6$);

$\eta_{desc} = 0{,}8$ es el coeficiente de los días de descanso.

La longevidad prevista es

$$\mathrm{h} = 0{,}6 \cdot 0{,}8 \cdot 87\,600 \approx 40\,000 \text{ h}.$$

### 2.0.8.2 Apoyos del árbol

Es mejor empezar el diseñado con la elección del tipo, dimensiones y disposición de los apoyos del árbol de la rueda impelente. Como apoyos tomamos los cojinetes de bolas que se distinguen de los de contacto plano, por la ventaja esencial de su simple lubricación.

La carga radial sobre los cojinetes se compone del peso de la rueda impelente y del árbol, y de la fuerza centrífuga que surge debido al equilibrio estático incompleto de la rueda impelente. Además, los apoyos experimentan la fuerza axial de la presión del líquido de trabajo sobre la rueda impelente.

Sobre la base de los cálculos constructivos preliminares el peso $G_{rued}$ de la rueda impelente lo tomamos (con reserva) igual a 4 kg, el peso $G_{ár}$ del árbol y las piezas acopladas a él (los collares interiores de los cojinetes, la brida del accionamiento, las tuercas de acoplamiento), 2 kg.

La fuerza centrífuga desequilibrada de la rueda impelente puede determinarse por la magnitud del desbalance estático. Tomemos la exactitud del equilibrado estático igual a 5 g por la circunferencia de la rueda impelente. Entonces la máxima posible fuerza centrífuga desequilibrada es

$$P_{cent} = \frac{0{,}005\omega^2 R}{9{,}81} = \frac{0{,}005 \cdot 310^2 \cdot 0{,}115}{9{,}81} = 5{,}5 \text{ kgf}.$$

La fuerza radial máxima que actúa sobre la rueda impelente en el plano de disposición de su centro de gravedad es

$$P = G_{rued} + P_{cent} = 4 + 5{,}5 = 9{,}5 \text{ kgf}.$$

La carga $R_1$ para el cojinete más próximo a la rueda impelente es

$$R_1 = P\left(1 + \frac{l}{L}\right),$$

donde $l$ es la distancia desde el apoyo anterior hasta el centro de gravedad de la rueda impelente;

$L$ es la distancia entre los apoyos.

La carga $R_2$ en el segundo cojinete es

$$R_2 = R_1 - P = P\frac{l}{L}.$$

Es conocido que la gama racional de la relación $L/l$ está en los límites 1,5—2 (véase la fig. 125). Para valores de esta relación inferiores a 1,5 las fuerzas $R_1$ y $R_2$ incrementan bruscamente; si se toma $L/l$ mayor de 2, estas fuerzas no disminuyen esencialmente, sólo aumentan las dimensiones axiales de la instalación.

Aceptemos $L/l = 1{,}5$.

Entonces de acuerdo con las expresiones (23) y (24) tenemos que

$$R_1 = 1{,}66P = 1{,}66 \cdot 9{,}5 = 16 \text{ kgf};$$

$$R_2 = 0{,}66P = 0{,}66 \cdot 9{,}5 = 6{,}3 \text{ kgf}.$$

A estas magnitudes hay que añadir el peso del árbol $G_{\acute{a}r} = 2$ kg que se distribuye aproximadamente por igual entre ambos cojinetes. Definitivamente

$$R_1 = 16 + 1 = 17 \text{ kgf};$$
$$R_2 = 6{,}3 + 1 = 7{,}3 \text{ kgf}.$$

En interés de la unificación tomamos ambos cojinetes iguales. Por cuanto el cojinete posterior está menos cargado, es mejor que sea él el que experimente las fuerzas axiales, es decir, hacerlo de fijación.

### 2.0.8.3 Equilibrado de la fuerza axial de la rueda impelente

En la espalda de las ruedas impelentes abiertas actúa la fuerza completa de presión hidroestática que se crea a la salida (en nuestro caso $p = 5$ kgf/cm²). La fuerza que actúa en sentido opuesto es considerablemente menor, ya que la presión sobre el disco de la rueda impelente, por el lado de las paletas, varía por la ley cuadrática, empezando desde el vacío que se crea en la tubuladura de aspiración, hasta 5 kgf/cm² a la salida de la rueda impelente. Como resultado surge una fuerza axial dirigida hacia el lado de la aspiración, que alcanza, en el caso considerado, aproximadamente 1000 kgf. Esta fuerza puede liquidarse aplicando una rueda impelente de dos discos cerrada con empaquetadura bilateral y con introducción de agujeros de descarga entre las cavidades de aspiración e inyección (impulsión) (fig. 18). Con este tipo de sistema la presión hidroestática sobre la rueda impelente se equilibra totalmente, ya que por ambos de sus lados actúa una presión igual (5 kgf/cm²).

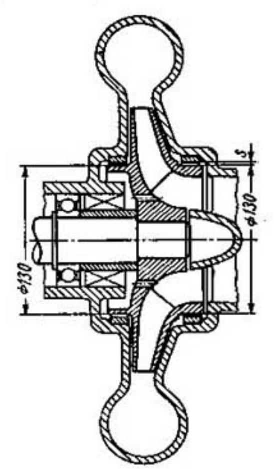


Fig. 18. Rotor de álabes con fuerza axial de presión hidroestática equilibrada

Además de las fuerzas hidroestáticas, sobre dicha rueda actúa la fuerza de reacción del giro del chorro en la entrada, dirigida contra la aspiración. No obstante, esta fuerza es pequeña y se puede despreciar.

La condición del equilibrio hidroestático reside en que los diámetros de ambas empaquetaduras sean iguales y el área total de los agujeros de descarga sea por lo menos igual al área de la holgura anular en la empaquetadura.

Adoptando: el diámetro de la empaquetadura $D_{emp} = 130$ mm, la holgura radial $s = 0,1$ mm, el número de agujeros de descarga $n = 8$ (según el número de paletas), obtenemos

$$n = \frac{\pi d^2}{4} \geqslant 0,1 \pi D_{emp},$$

de donde

$$d \geqslant \sqrt{0,05 D_{emp}} \geqslant 2,5 \text{ mm}.$$

Aceptamos con reserva $d = 5$ mm.

Ejecutamos las empaquetaduras en forma de salientes cilíndricos en los discos de la rueda impelente, que entran en él con huelgo en los anillos encajados en el cuerpo de la bomba. Teniendo en cuenta la posibilidad del contacto aleatorio de las superficies de empaquetadura, los aros se ejecutan de material antifricción (bronce suave del tipo Бр. ОЦС).

Los aros pueden también fabricarse de plástico fluocarbúrico o silicónico que no se empapa en el agua. Sin embargo, conviene tener en cuenta el alto coste de estos materiales, así como su alto coeficiente de dilatación lineal que dificulta el conjunto de sujeción de los aros en el cuerpo.

### 2.0.8.4 Longevidad de los apoyos

Tomamos el diámetro previo del árbol de la rueda impelente $d = 40$ mm y elegimos como apoyos cojinetes de una fila de bolas 208 (de la serie ligera), el coeficiente de capacidad de trabajo de los cuales es $C = 39\,000$.

El coeficiente de capacidad de trabajo indispensable por la longevidad prefijada de la bomba es

$$C = Rk_\sigma (nh)^{0,3},$$

donde $R$ es la carga sobre el cojinete (en nuestro caso para el cojinete más cargado $R = 17$ kgf);

$k_\sigma$ es el coeficiente de régimen de trabajo de los cojinetes

$n$ es el número de revoluciones del árbol ($n = 2950$ r. p. m);

$h$ es la longevidad dada ($h = 40\,000$ $h$).

Por consiguiente, $C = 17 \cdot 1,5\,(2950 \cdot 40\,000)^{0,3} = 6800$. De este modo, los cojinetes elegidos con gran reserva satisfacen la longevidad prefijada y aseguran un considerable aumento, tanto de la carga como también del número de revoluciones para el caso del ulterior forzamiento de la bomba.

No es suficiente calcular la longevidad de los cojinetes. Es necesario realizar los datos del cálculo, garantizando unas condiciones normales de trabajo

de los cojinetes. Los errores de la colocación, la lubricación insuficiente o demasiado abundante pueden reducir a la nada el cálculo y provocar un desgaste prematuro e incluso destruir los cojinetes mucho antes de que expire el plazo previsto de su funcionamiento.

### 2.0.8.5 Colocación de los apoyos

Para la relación elegida $L/l = 1{,}5$ la distancia entre los apoyos depende enteramente de la magnitud $l$ de vuelo del centro de gravedad de la rueda impelente respecto del apoyo anterior. La última magnitud determina la condición de cómo ubicar la empaquetadura entre el cojinete anterior y la cavidad hidráulica de la bomba.

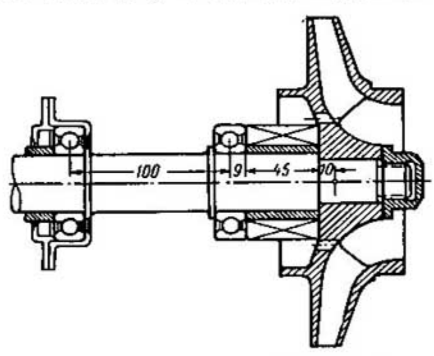



Fig. 19. Disposición de los apoyos del árbol del rotor de álabes

Sobre la base de los cálculos constructivos preliminares aceptamos la longitud de la empaquetadura igual a 45 mm y la distancia entre el extremo de la empaquetadura y el plano de la disposición del centro de gravedad de la rueda impelente igual a 10 mm. La anchura del cojinete es igual a 18 mm. Por consiguiente, la longitud total del vuelo es

$$l = 45 + 10 + 9 = 64 \text{ mm}$$

y la distancia entre los apoyos es

$$L = 1{,}5l \approx 100 \text{ mm}.$$

El resultado de la etapa dada de diseñado es el croquis del árbol de la rueda impelente con disposición de los apoyos (fig. 19).

### 2.0.8.6 Volutas de salida

Las secciones de las volutas pueden disponerse de modo que los puntos interiores extremos de las secciones se encuentren a una misma distancia del círculo de la rueda impelente.

Entonces, los centros de las secciones se disponen por una espiral, cuya ecuación es

$$\rho = \frac{D_{\text{rued}}}{2} + s + \frac{d_0}{2}\sqrt{\frac{\varphi}{180^\circ}},$$

en tanto que los puntos exteriores extremos de las secciones por la espiral

$$\rho' = \frac{D_{\text{rued}}}{2} + s + d_0\sqrt{\frac{\varphi}{180^\circ}},$$

donde $D_{\text{rued}}$ es el diámetro de la rueda impelente;
$s$ es la distancia de los puntos interiores de las secciones al círculo de la rueda impelente;
$d_0$ es el diámetro de la sección de salida de la voluta;
$\rho$, $\rho'$ y $\varphi$ son las coordenadas corrientes.

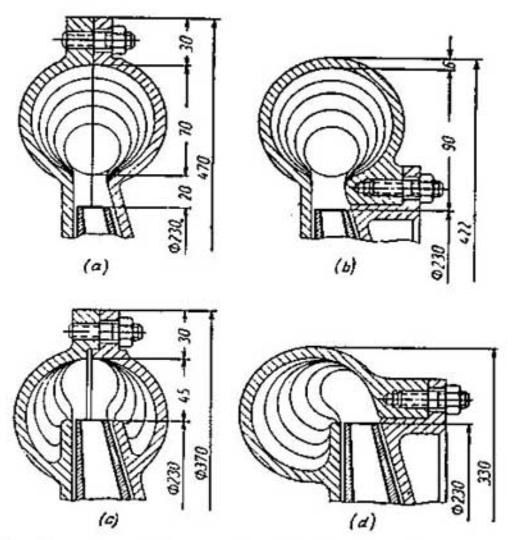



Fig. 20. Variantes dé la construcción de las volutas de salida

La construcción de tal voluta espiral con separación en el plano de simetría de las secciones (fig. 20, *a*) asegura une conformación simple, sin vástago, y la posibilidad de una limpieza cómoda de las cavidades interiores de la voluta.

Las insuficiencias de esta construcción son las siguientes: el plano de saparación interseca las tubuladuras de salida de las

volutas; en las bridas de las tubuladuras de salida y en los conjuntos de unión con los conductos de descarga se forma un empalme en forma de T, difícil de empaquetar;

las mitades de la voluta pueden fijarse la una con relación a la otra sólo con ayuda de pasadores de control; no se debe hacer el centrado con ayuda de un ribete cilíndrico;

las dimensiones radiales de la voluta se obtienen enormes /siendo $s = 20$ mm la dimensión máxima (sin tubuladuras de salida) es igual a 470 mm/.

En la variante según la fig. 20, *b* la voluta está hecha en forma de fundición de una sola pieza. Se monta la rueda impelente a través de la tapa separable. Las tubuladuras de salida son enterizas. Se centra la tapa respecto del cuerpo con ayúda de un ribete cilíndrico. Las dimensiones de la voluta son algo reducidas, gracias a que se ha eliminado la brida periférica (dimensión máxima 422 mm). La cavidad hidráulica de la rueda impelente está cerrada y se forma con el empleo de vástagos. La limpieza de las paredes de la cavidad hidráulica es posible sólo mediante el pulido hidráulico (con chorro de agua con suspensión de polvo abrasivo).

En la construcción según la fig. 20, *c* los puntos exteriores de las secciones están situados por la circunferencia de radio igual al radio inicial de la voluta. En dirección a la salida los centros de las secciones se desplazan gradualmente hacia el eje de la bomba, disponiéndose por la espira

$$\rho = \frac{1}{2}\left(D_0 - d_0\sqrt{\frac{\varphi}{180^\circ}}\right).$$

donde $D_0$ es el diámetro exterior de la voluta;

$d_0$ es el diámetro de la sección de salida de la voluta.

En los últimos sectores de la voluta, la rueda impelente junto con las paredes limitadoras del cuerpo entra en la sección de las volutas. La dimensión exterior de la voluta disminuye bruscamente (370 mm). La separación se raliza por el plano de simetría de las secciones de la voluta. Las mitades de la voluta se centran con ayuda de un ribete cilíndrico (interceptado en los sectores de disposición de las tubuladuras de salida). Las tubuladuras de salida están intersecadas por el plano de separación.

La construcción posee una insuficiencia: la corriente de agua a la salida de la rueda impelente se bifurca, formando en los últimos sectores de la voluta dos remolinos espirales, lo que provoca el aumento de las pérdidas hidráulicas.

Las tubuladuras de salida pueden ejecutarse enterizas, si se desplaza la sección de las volutas del eje de simetría de la rueda impelente (fig. 20, *d*). En este caso, dicha rueda se monta a través de la tapa. Gracias a la eliminación de la brida periférica las dimensiones de la voluta disminuyen aún más (la dimensión máxima es 330 mm).

El desplazamiento de las secciones de la voluta provoca el remolino de la corriente de agua, pero las pérdidas hidráulicas aquí son menores que en la construcción según la fig. 20, *c*.

En resumen de la confrontación de los esquemas elegimos previamente el esquema aportado en la fig. 20, *b*, que posee relativamente menos cantidad de insuficiencias y relativamente más ventajas en comparación con los otros esquemas.

### 2.0.8.7 Cavidad hidráulica

En la fig. 21 se muestra el dibujo de composición de una cavidad hidráulica consistente de las volutas, tapa y tubuladura de aspiración con dispositivo guía. Este último está hecho en forma de paletas radiales fundidas a las paredes de la tubuladura y unidas con el saliente central de forma aerodinámica que asegura la entrada suave de la corriente de agua en la rueda impelente.

La junta de unión de la tapa a la voluta está empaquetada por un cordón de goma *a* situado en el surco anular del ribete centrador. Para desmontar la tapa se ha previsto un dispositivo desmontable simple en forma de separaciones *b* para la herramienta de desmontar, situadas en el cuerpo (entre los salientes de los espárragos de fijación).

Para simplificar la verificación del dispositivo de guía al elaborar el espécimen experimental de bomba, el dispositivo de guía puede hacerse separable (fig. 22, *a*). Para el modelo en serie es preferente una construcción más simple, la representada en la fig. 22, *b*.

Para el trabajo en agua sucia, en la entrada de las tubuladuras se prevé una rejilla (fig. 22, *b*). El tapón de descarga con rosca cónica lo situamos debajo de la voluta en el plano longitudinal de simetría de la bomba (véase la fig. 21).

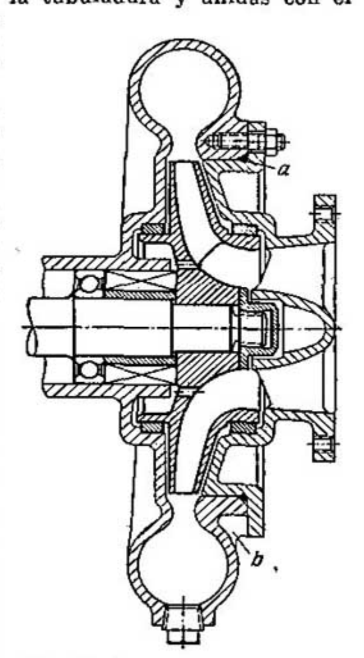


Fig. 21. Dibujo de composición de la cavidad hidráulica de una bomba

La evacuación del agua puede automatizarse, cerrando el orificio de salida con una válvula de resorte. Esta válvula al poner en marcha la bomba se cierra por la presión del agua en la voluta y al pararse la bomba, se abre por la fuerza

del muelle, comunicando la cavidad de la voluta con el tubo de evacuación. Tomemos nota de la posibilidad de introducir tal dispositivo y lo esbozamos en el esquema (fig. 23) para el ulterior estudio, en el proceso de elaboración definitiva de la construcción.

La aclaración de los demás elementos de la cavidad hidráulica (la construcción de

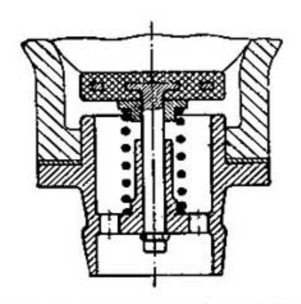


Fig. 22. Variantes del dispositivo guía

Fig. 23. Esquema del vaciado automático del agua

las tubuladuras de salida, de las láminas que separan las tubuladuras de salida de las volutas, etc.), en cuya elaboración no se prevén dificultades, la pasamos a la etapa del proyecto de trabajo.

### 2.0.8.8 Empaquetadura de la cavidad hidráulica

La empaquetadura que separa la cavidad hidráulica de la de los cojinetes representa un grupo importante que determina en sumo grado la fiabilidad de explotación y longevidad de la bomba.

Para la exclusión completa de la posible penetración de agua de la cavidad hidráulica a la de aceite es racional ejecutar la empaquetadura en forma de dos escalones situados respectivamente en los lados del «agua» y del «aceite» y separados por una cámara intermedia comunicada por un orificio de drenaje con la atmósfera.

Para el escalón del «agua» de mayor importancia, elegimos la empaquetadura extrema que posee la propiedad de autoasentarse y no necesita, como en los prensaestopas ordinarios, tensado periódico. En el lado del aceite instalamos una empaquetadura con manguito de plástico ceñido por un resorte de brazalete (fig. 24).

En el primer esbozo (fig. 25, *a*) la empaquetadura extrema representa el disco *1* con la empaquetadura *8*. El extremo del disco sirve de superficie empaquetadora. La parte móvil de la empaquetadura

consta de la arandela *2* que se pone en movimiento por la corona dentada tallada en el lado interior del aro de la empaquetadura de descarga de la rueda impelente. Esta arandela está permanentemente apretada al disco inmóvil por la acción del muelle que se apoya sobre el extremo de la rueda impelente. La segunda empaquetadura que impide la infiltración del agua por el casquillo distanciador *3* del árbol de dicha rueda está ejecutado por un manguito de goma *4* que abarca compactamente la superficie del casquillo distanciador; el cuello del manguito está apretado al extremo de la arandela *2* del mismo resorte por intermedio del casquillo de acero *5*. La guarnición de empaquetadura anular *6* colocada en la junta previene la infiltración del agua por la junta del casquillo distanciador y la rueda impelente.

La cavidad *7* sirve de cámara intermedia entre la empaquetadura *8* y la pared del disco *1* unida por el orificio radial *9* en la brida del disco con el taladrado longitudinal *10* en el cuerpo comunicado, a su vez, por el agujero transversal *11* con la atmósfera. Para comodidad del control del estado de la empaquetadura (infiltración del agua) el agujero está derivado hacia un lado con ayuda de un tubo laminado en la pared del cuerpo.

Fig. 24. Empaquetadura de sevanita

La insuficiencia de esta construcción reside en que al desmontar la rueda impelente el muelle desengrana la arandela de junta *2* de la rueda en cuestión y extrae el manguito *4*, debido a lo cual la empaquetadura se desagrega. El montaje de esta rueda y de la empaquetadura es dificultoso por las mismas causas.

En la construcción representada en la fig. 25, *b*, la arandela de junta *2* está fijada en sentido axial en la rueda impelente, con ayuda del anillo seccionado de muelle *12* colocado en la corona dentada de dicha rueda con una holgura *n* que asegura el desplazamiento axial de la arandela *2* a medida que se desgastan las superficies de empaquetadura. El manguito de la segunda empaquetadura está colocado en el alargamiento cilíndrico de la arandela *2*. Durante el desmontaje todo el grupo de la empaquetadura móvil, conservando la integridad, sale junto con la rueda impelente. Se ha aliviado también el montaje, ya que el grupo de la empaquetadura móvil puede colocarse libremente, junto con esta rueda, en el árbol.

En otra variante (fig. 25, *c*) el manguito de la segunda empaquetadura está situado en la prologación cilíndrica del cubo de la rueda impelente. La construcción posee la ventaja de mejorar el centrado de dicha rueda en el árbol.

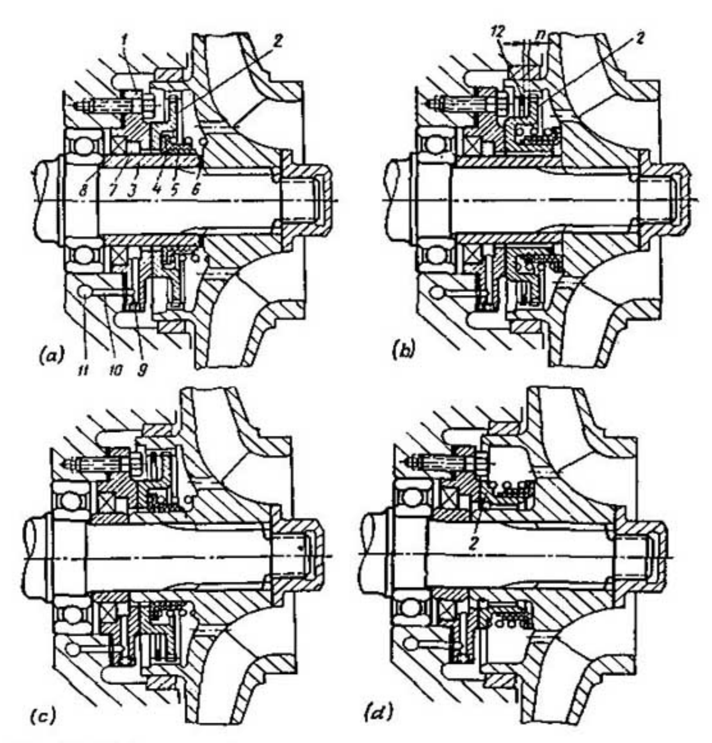



Fig. 25. Variantes de la estructura de la empaquetadura de extremo

En ambos casos (fig. 25, *b* y *c*) se ha eliminado la necesidad de colocar una junta de empaquetadura entre el cubo de la rueda impelente y el casquillo distanciador (guarnición *6*, fig. 25, *a*).

La variante definitiva de empaquetadura se muestra en la fig. 25, *d*. Aquí, la arandela *2* de la empaquetadura móvil se pone en movimiento de rotación por las estrías talladas en el cubo de la rueda impelente, lo que hace a la construcción en conjunto más compacta.

La posible penetración de agua en las estrías de sujeción de la rueda impelente se previene apretando esta rueda en el árbol con ayuda de una tuerca tapón y con la colocación de una empaquetadura entre la tuerca y el extremo del cubo de la rueda impelente.

Para una presión específica sobre las superficies de trabajo de la empaquetadura del orden de 2 kgf/mm², la fuerza axial que desarrolla el muelle es insignificante; se puede despreciar al calcular la carga axial en el cojinete de fijación.

## 2.0.8.9 Sujeción de los cojinetes y de la rueda impelente en el árbol

El primer esbozo constructivo del árbol en conjunto con los cojinetes, la rueda impelente y la brida de arrastre se muestra en la fig. 26.

La condición principal de la instalación fiable de los cojinetes en el árbol es el tensado de los cojinetes en el árbol en sentido axial.

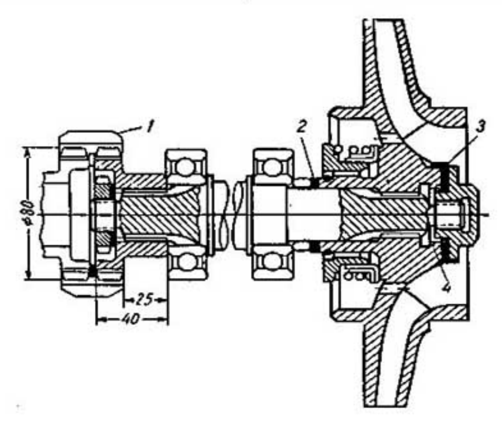



Fig. 26. Arbol en conjunto con el rotor de álabes y cojinetes (dibujo de composición)

Aceptemos priviamente el siguiente sistema de sujeción de los cojinetes en el árbol: el cojinete anterior (de la derecha) lo tensamos con la tuerca de tapón que sujeta la rueda impelente en el collarín del árbol por intermedio del casquillo distanciador; el posterior, con la tuerca de sujeción de la brida de arrastre por intermedio de su cubo.

La longitud del cubo de la brida de arrastre debe ser suficiente para ubicar la empaquetadura exterior del árbol. Con el fin de unificar, instalamos aquí una empaquetadura, esí como en el grupo

de empaquetadura extrema. Además, la longitud del cubo de la brida de arrastre debe asegurar la posibilidad de introducir los patillos del desmontador tras la brida. Aceptamos previamente la longitud del cubo igual a 25 mm.

La rueda impelente y la brida de arrastre las colocamos sobre las estrías. Con fines de unificación las uniones por estrías de la rueda impelente y de la brida de arrastre, así como la rosca para la tuerca de sujeción las hacemos iguales. Centramos la unión por estrías según el diámetro exterior de las estrías con ajuste sin holgura, por el diámetro centrador y las facetas laterales de las estrías $\left(\text{el ajuste } \frac{A}{\Pi} \frac{U_3}{S_2\Pi}\right)$.

La transmisión del momento torsional desde el árbol del motor eléctrico a la brida de arrastre la realizamos con ayuda de la corona de estrías evolventes, talladas en la periferia de la brida (anchura de la corona 15 mm, diámetro exterior de las estrías, 80 mm).

En el árbol propulsor del motor eléctrico colocamos una brida análoga; unimos las bridas con el manguito estriado *1* instalado con holgura en las estrías de ambas bridas y fijado en sentido axial con ayuda de un anillo seccionado. Esta construcción es capaz de transmitir un gran momento torsional, siendo pequeñas las dimensiones axiales, y asegura la compensación de no coaxialidad de la instalación del motor eléctrico y la bomba.

Introducimos las siguientes especificaciones. En el cubo de la rueda impelente prevenimos la rosca *4* para el desmontador. Entre el cubo de la rueda impelente y el casquillo distanciador insertamos la arandela *2* para regular la posición axial de dicha rueda en el cuerpo.

Afianzamos la tuerca de tapón de sujeción con auxilio de la arandela *3*, los lóbulos de la cual por un lado penetran en la ranura del cubo de la rueda impelente y por el otro, en la ranura del collarín de la arandela de tapón. La arandela lobulada la ejecutamos de acero inoxidable recocido 1X18H9, lo que permite utilizarla como empaquetadura para evitar la entrada de agua en la unión por estrías de la rueda impelente, en la rosca de la tuerca y en la rosca para el desmontador.

### 2.0.8.10 Montaje y desmontaje

El orden del montaje y desmontaje está estrechamente vinculado con el sistema de instalación de los cojinetes en el árbol y en el cuerpo. En principio son posibles dos esquemas de montaje-desmontaje.

En el *primer esquema* los cojinetes se colocan en el cuerpo con apretura y en el árbol se instalan con ajuste sin holgura o de centrado. El orden del desmontaje es el siguiente. Al principio, del árbol se extrae la brida de arrastre y con movimiento a la derecha se saca

el árbol de los agujeros interiores de los cojinetes, junto con la rueda impelente asentada en él (fig. 27, *a*).

Puede emplearse otro orden de desmontaje: al principio, del árbol se extrae la rueda impelente y con movimiento a la izquierda por la brida de arrastre se saca el árbol de los cojinetes (fig. 27, *b*).

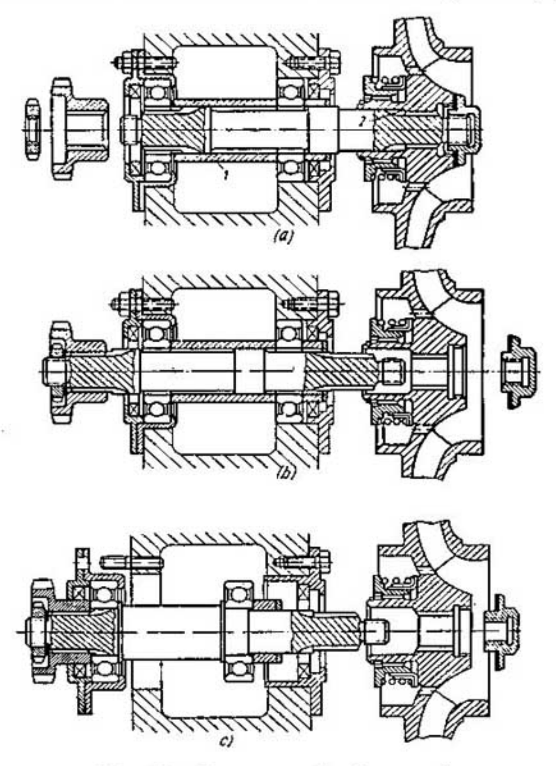



**Fig. 27. Esquemas de desmontaje:**
*a* y *b* — caso de colocación de cojinetes con apretura en el cuerpo; *c* — caso de colocación de cojinetes con apretura en el árbol

El esquema descrito excluye la posibilidad del tensado de los cojinetes en los collarines del árbol y exige colocar entre los cojinetes el casquillo distanciador *1*. La rueda impelente, en este caso, debe fijarse en sentido axial en el árbol con el tope en el escalón *2* de las estrías. Ambos cojinetes se tensan en el extremo de la rueda impelente con la tuerca de sujeción de la brida de arrastre; el esfuerzo tensor

se transmite al cojinete anterior (de la derecha) por intermedio del casquillo distanciador.

Las insuficiencas del esquema son las siguientes:

después de extraer el árbol el casquillo distanciador queda en el cuerpo de la bomba; luego es dificultoso hacer pasar el árbol a través de este casquillo en el ulterior montaje;

el collarín de encaje del árbol, para uno de los cojinetes, pasa a través del collar interior del otro cojinete al extraer el árbol, con la particularidad de que no está excluida la deterioración de la superficie del collarín.

La insuficiencia fundamental de este esquema es la ausencia de la apretura de encaje por los agujeros interiores de los cojinetes. En el caso de una explotación duradera es posible el quebrantamiento de los collarines de encaje, bajo la acción de los esfuerzos radiales. En principio, es más ventajoso el empleo del ajuste de deslizamiento por las superficies exteriores de los cojinetes, donde la presión específica debida a las cargas radiales es considerablemente menor (en el caso considerado dos veces).

En el *segundo esquema* (fig. 27, *c*) los cojinetes se colocan en el árbol con apretura y en el desmontaje se extraen del cuerpo junto con el árbol. Aquí, los cojinetes pueden apretarse a los collarines hechos de una pieza con el árbol. Los cojinetes se sujetan cada uno independientemente: el anterior, por intermedio del casquillo distanciador se tensa con la tuerca tapón de sujeción de la rueda impelente, el posterior, con la tuerca de sujeción de la brida de arrastre.

Es mejor colocar los cojinetes en el cuerpo en manguitos de transición; el cojinete fijador trasero colocarlo en el manguito con apretura, el manguito debe colocarse en el cuerpo de la bomba con ajuste centrador. El cojinete anterior es mejor montarlo en el manguito de transición por el encaje centrador; el manguito fabricado de una pieza con el cuerpo de la empaquetadura anterior debe colocarse en el cuerpo de la bomba por el ajuste sin holgura y apretarse a éste con pernos.

El orden del desmontaje es el siguiente. Del árbol se quita la rueda impelente, se desenroscan los pernos de sujeción del cuerpo de la empaquetadura posterior y con un movimiento a la izquierda se extrae el árbol junto con los cojinetes. El cojinete posterior sale del cuerpo junto con su manguito y con el cuerpo de la empaquetadura. La empaquetadura del cojinete anterior queda en el cuerpo de la bomba. Al extraer el árbol, el cojinete anterior pasa libremente por el agujero de ajuste ensanchado, del cojinete trasero.

Cuando el desmontaje es total los cojinetes se extraen del árbol, lo que es una operación más sencilla que desencajar los cojinetes del cuerpo (como en el primer esquema).

De la confrontación de ambos esquemas se ven claramente las ventajas del segundo. Este esquema lo adoptamos como base.

### 2.0.8.11 Sistema de lubricación

Los cojinetes de la bomba trabajan a pequeñas cargas y relativamente con alto número de revoluciones. Las paredes del cuerpo de la cavidad de aceite son bien refrigeradas, gracias a la vecindad de la corriente de agua en la parte hidráulica. En estas condiciones es racional el sistema de lubricación por salpicadura, empleando aceite líquido de pequeña viscosidad y con características de pendiente suave de temperatura y viscosidad. Elegiremos el aceite «Industrialnoe 12» con una viscosidad de 12 cSt a 50° C (según Engler $BY_{50} = 2$).

Al componer el sistema de aceite es necesario resolver los siguientes problemas:

prevenir el burbujeo y el espumeo del aceite que provocan un calentamiento excesivo y que aceleran el renacimiento térmico del aceite;

asegurar reserva de aceite para un largo plazo de trabajo;

garantizar el suministro regular de aceite a los cojinetes en cantidades moderadas;

proteger los cojinetes de lubricante excesivo y prevenir la penetración de salpicaduras de aceite en las bolas y en los separadores;

asegurar la ventilación de la cavidad de aceite para evitar el surgimiento de presión en la cavidad y la expulsión de aceite por la empaquetadura durante el calentamiento (arranque) y la formación de vacío en el período de enfriamiento (paradas).

garantizar la descarga cómoda del aceite usado y la carga del nuevo;

garantizar él control conveniente del nivel de aceite.

Los primeros dos problemas pueden fundamentalmente resolverse dando a la cavidad de aceite gran volumen y creando un sedimentador de aceite de suficiente capacidad en la parte inferior del cuerpo (fig. 28). La capacidad del sedimentador de aceite en las dimensiones axiales disponibles puede aumentarse a costa de su ensanchamiento.

Los cojinetes se protegen del lubricante excesivo con ayuda de los discos reflectores *2* instalados en los extremos de los cojinetes, dirigidos al interior de la cavidad de aceite.

En esta construcción, el suministro regular de aceite a los cojinetes representa algunas dificultades. Con frecuencia el sistema aplicado de baño de aceite que se llena de aceite hasta el nivel de las bolas inferiores, no resuelve la cuestión. Con la disminución del nivel de aceite (como resultado de la evaporación de los componentes volátiles) los cojinetes quedan sin lubricante mucho antes de agotarse toda la reserva, lo que obliga a la frecuente adición de aceite.

El empleo del procedimiento ordinario de suministro de aceite con ayuda de un anillo colgado libremente en el árbol, en el caso dado no es posible por las condiciones de montaje, ya que este anillo impide la extracción del árbol del cuerpo. La introducción siquiera de una sencilla bomba de aceite accionadora está vinculada con la

aparición de más piezas de rozamiento. Además, el accionamiento de la bomba molestará el desmontaje del árbol.

La mejor solución es la instalación en el árbol de un pulverizador con muelle.

El pulverizador (fig. 29) representa una palanca *3* hecha de acero de chapa fina y fijada en el disco reflector del cojinete anterior. El muelle *1* lo atrae continuamente al árbol. Bajo la acción de la

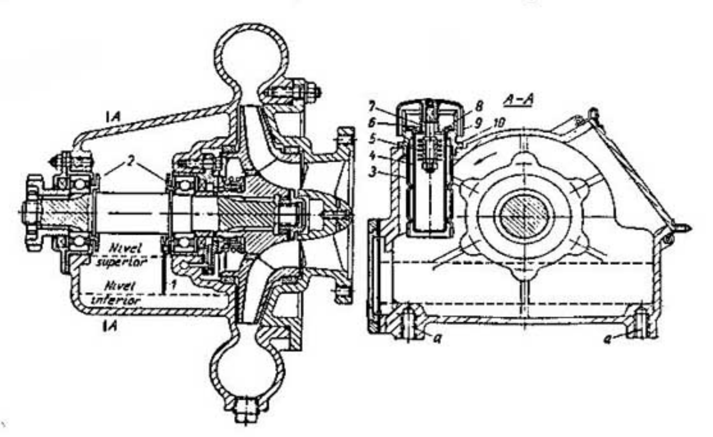



Fig. 28. Bomba con cavidad de aceite (dibujo de composición)

fuerza centrífuga la palanca, venciendo la tensión del muelle, se desplaza, sumergiéndose en el sedimentador de aceite. Al pararse la bomba el muelle arrastra la palanca hasta el tope *2* en la posición inicial, lo que permite extraer sin obstáculo el árbol del cuerpo.

El insignificante desequilibrio que surge en el pulverizador desplazado puede liquidarse colocando un pequeño contrapeso *4* en el disco reflector.

Gracias a la capacidad de este pulverizador de autoajustarse, la cantidad del aceite suministrado por él se mantiene automáticamente casi constante, independiente de su nivel en el sedimentador. Al chocar contra la superficie del aceite este pulverizador se inclina en el sentido contrario al de giro, tomando cada vez una pequeña porción de lubricante, lo que evita el burbujeo inútil.

Situemos el nivel superior del aceite en el sedimentador por los puntos inferiores de los collares de los cojinetes de bolas.

Para las dimensiones elegidas del sedimentador el volumen total de aceite que se vierte en el sedimentador es igual a $\sim 1{,}3\ l$, y el volumen de trabajo (volumen que se aprovecha con utilidad) que se determina por la profundidad de inmersión del pulverizador en

el sedimentador, en su posición desplazada extrema, es aproximadamente igual a $\sim 1\,l$, lo que asegura un trabajo duradero de la bomba sin que se adicione aceite nuevo.

Para ventilar la cavidad de aceite colocamos un respiradero que se utiliza también para el llenado de aceite. Lo más racional es poner el respiradero cerca del cojinete posterior, en el plano $A - A$ (véase la fig. 28), en la zona alejada del plano de acción del pulverizador. En esta misma zona es de provecho colocar un indicador del nivel de aceite con el fin de estabilizar el nivel de aceite que se lee en el indicador.

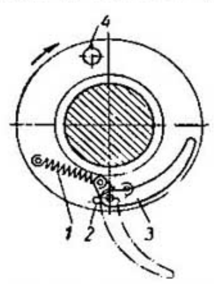


Fig. 29. Esquema de un pulverizador movible

El respiradero consta del cuerpo *10* con la camisa alargadora *3* que protege al respiradero de las salpicaduras de aceite. En este cuerpo se ha instalado el filtro de malla *4* de gran longitud, lo que permite echar aceite a través de un embudo de gran tamaño,

Este filtro está apretado al espaldón del cuerpo por la arandela *8* que se desliza por la varilla *7* colocada en el casquete *9* del respiradero y cargada por el resorte *6*. El casquete está sujeto en el cuerpo del respiradero por un cierre de bayoneta y fijo en el cierre por la acción del mismo resorte *6*.

En la prolongación de la varilla *7* hay un paquete de golillas *5* que evitan la errupción de las salpicaduras de aceite a través del respiradero. Al quitar el casquete dicho paquete sale del respiradero junto con el casquete, liberando la cavidad interior del respiradero para realizar el llenado. La arandela *8*, al sacar el casquete, se asienta en el reborde de la varilla.

El vidrio de nivel de aceite lo colocamos a un lado con el respiradero, lo que permite observar el nivel del aceite durante el llenado. Inmediatamente después del vidrio colocamos una pantalla de plástico de color blanco. Esta pantalla forma tras del vidrio una cavidad angosta comunicada por abajo y arriba por medio de agujeros con la cavidad de aceite de la bomba. Esta pantalla simplifica la observación del nivel de aceite y, al mismo tiempo, resguarda al vidrio de nivel de aceite de las salpicaduras, durante el llenado de aceite, así como durante el trabajo de la bomba.

Para revisar la cavidad de aceite por el lado contrario al del respiradero, se prevé una escotilla, que se cierra con una tapa de fácil separación.

Para sujetar la bomba a la bancada, hacemos uso de cuatro agujeros roscados, dos de los cuales (*a*) están situados en el plano de colocación del respiradero y dos en el de la voluta de salida.

El resumen de la etapa dada del diseñado es el dibujo de composición de la vista general de la bomba (fig. 30).

Situamos el agujero *a* para evacuar el aceite en la ranura inclinada de la cavidad de aceite. Para evitar el enturbiamiento de los sedimientos aislamos la ranura del plano de acción del pulverizador

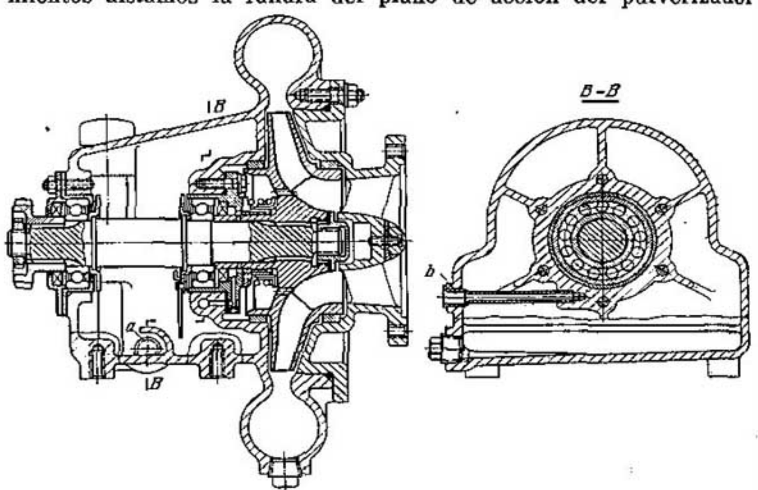



Fig. 30. Vista general de una bomba (dibujo de composición)

con un escudo de protección. El tapón para drenaje lo situamos al lado donde se encuentra el respiradero y el vidrio de nivel de aceite. En este mismo lado sacamos el agujero de drenaje de la empaquetadura.

Realizaremos el drenaje con ayuda del tubo *b* enroscado en el saliente del cojinete anterior. El extremo opuesto del tubo está abocardado en la pared del cuerpo.

## 2.0.8.12 Variante con voluta de tamaño reducido

Trazamos el esquema de la bomba con dimensiones radiales disminuidas, según el esquema de la fig. 20, *d*. A la rueda de paletas (fig. 31) le atribuimos una forma cónica; desplazamos la voluta a un lado y la aproximamos al cuerpo de la bomba.

El canal de drenaje de la empaquetadura extrema es necesario situarlo con inclinación y desplazarlo a un lado para vadear la voluta.

En la ejecución dada, es mejor sujetar la bomba directamente en el cuerpo del motor eléctrico de arrastre de bridas con ayuda del adaptador *1*. Con este tipo de sujeción se hace innecesaria la bancada para colocar la bomba. El embrague del accionamiento

está en el cuerpo, cerrado por todos los lados, del adaptador; esta instalación en conjunto tiene ventaja en compacidad y peso.

Esta construcción es plenamente aplicable en el caso en que la bomba se fabrica equipada con motor eléctrico de bridas. El sistema de sujeción puede hacerse universal, si junto con la brida

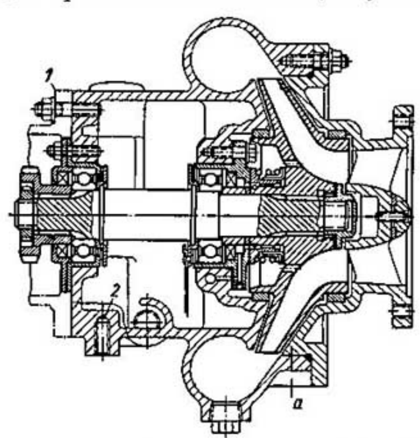



Fig. 31. Vista general de una bomba con volutas de dimensiones disminuidas (dibujo de composición)

de sujeción se prevén en la parte inferior del cuerpo, agujeros de sujeción que permitan, en caso de necesidad, instalar la bomba en la bancada.

Los agujeros de sujeción anteriores en esta construcción conviene desplazarlos a la brida del cuerpo de la bomba (plano *a*); los posteriores (2) dejarlos en su lugar.

Teniendo en cuenta los lados positivos de la construcción con volutas de dimensión disminuida, la elegimos como variante fundamental. A discusión se presenta también la elaboración inicial (véase la fig. 30) y las variantes esbozadas en el proceso de composición de conjuntos aislados de la bomba (por ejemplo, el conjunto del vaciado automático del agua, véase la fig. 23), la racionalidad de la introducción de los cuales el ejecutor de la composición no decide resolver independientemente.

### 2.0.8.13 Longevidad

Como complemento a las medidas tomadas anteriormente, que garantizan un trabajo durable de los cojinetes, introducimos el tratamiento por corriente de alta frecuencia de los collarines de encaje del árbol para los cojinetes, hasta una dureza no inferior de

*HRC* 50, con el subsiguiente endurecimiento por moleteado con rodillos templados. Como material para fabricar el árbol tomamos el acero 45.

Para aumentar el plazo de servicio del lubricante y de los cojinetes conviene usar aceite con aditivos estabilizadores, lo que se debe indicar en las especificaciones.

La longevidad de la bomba depende fundamentalmente del plazo de servicio de la empaquetadura extrema y de la resistencia a la corrosión de la rueda de paletas, del cuerpo de la bomba y de otras piezas que tienen contacto con el agua.

La longevidad de la empaquetadura se determina por el material de las superficies de rozamiento. Ejecutamos el cuerpo inmóvil de la empaquetadura de acero inoxidable 4X13, sometiéndolo a nitruración (*HV* 700—800). El disco móvil de la empaquetadura lo fabricamos del mismo acero; su superficie de trabajo lo recubrimos con una capa de composición metalocerámica broncegrafitosa impregnada de plástico silicónico.

Para fabricar la rueda de paletas y el cuerpo de la bomba pueden emplearse los siguientes materiales:

*fundición gris СЧ28-48 de elevada resistencia*. La resistencia mecánica (en estado inoculado) $\sigma_r = 26$—$30$ kgf/mm², la dureza *HB* 180—250, el peso específico 7,2 kg/dm³. Este material se funde bien. Su insuficiencia es su fragilidad (elongación $\delta > 0{,}3\%$) y su relativamente pequeña resistencia corrosiva en el agua;

*fundición resistente a la corrosión ЖЧНДХ 15-7-2*. Resistencia a la rotura $\sigma_r = 25$ kgf/mm², dureza *HB* 150—170, peso específico 7,6 kgf/dm³. Este material se distingue ventajosamente de la fundición gris por su plasticidad ($\delta = 3 \div 4\%$). Su resistencia en el agua dulce es 15—20 veces mayor que la de la fundición gris;

*siluminio АЛ4* (8—10% de Si; 0,4% de Mn, 0,25% de Mg, lo demás Al). Resistencia mecánica (en estado inoculado) $\sigma_r = 15 \div$ $\div\ 25$ kgf/mm², dureza *HB* 70—80, elongación $\delta = 2 \div 3\%$, peso específico 2,65 kgf/dm³. Este material posee buenas cualidades de fundición. Su resistencia en el agua dulce es mayor que la de la fundición gris, aunque es inferior a la de la fundición resistente a la corrosión.

El siluminio es ventajoso por su pequeño peso específico que condiciona (a iguales dimensiones de las secciones) un brusco (casi en tres veces) reducimiento de las tensiones por la acción de las fuerzas centrífugas en comparación con los materiales anteriores. No obstante, hay que tener en cuenta su baja resistencia abrasiva, debido a la pequeña dureza. Esta insuficiencia es particularmente perceptible para la rueda impelente, que experimenta la acción intensiva de la corriente de agua que se mueve a gran velocidad y que se desplaza con aún mayor velocidad respecto a las capas del agua en las holguras entre las paredes del cuerpo y de los discos de la rueda impelente.

Una vez analizadas las ventajas e insuficiencias comparativas

de los materiales citados, llegamos a la conclusión de fabricar el cuerpo de la bomba de siluminio, la rueda de paletas, de fundición resistente a la corrosión. El elevado precio de este último se cubre completamente por el aumento de la longevidad y fiabilidad de la bomba.

En el diseñado del cuerpo, fabricado de siluminio, hay que tener en cuenta la blandura y plasticidad de este material. Como piezas de sujeción conviene emplear espárragos. Debajo de las tuercas de sujeción conviene colocar arandelas adicionadas. Los agujeros para el tapón de purga y los pernos de sujeción de la bomba deben estar armados con forros de acero. Teniendo en cuenta la reducida rigidez del siluminio, las paredes del cuerpo hay que hacerlas de un espesor no menor de 8 mm y reforzarlas con nervuras interiores.

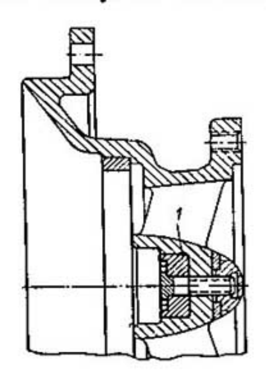


Fig. 32. Colocación de un protector de zinc

Para proteger complementariamente las paredes de la cavidad de agua de la corrosión pondremos en el cubo del aparato de paletas inmóvil un protector de zinc *1* (fig. 32).

Otras piezas que tienen contacto con el agua (piezas de la empaquetadura, tuerca de tapón que sujeta la rueda impelente, tapón de drenaje) las hacemos de aceros inoxidables; el resorte de la empaquetadura, piezas de sujeción, tuercas, el tapón de drenaje los haremos del acero tratado térmicamente 4X13; las piezas de retención, de acero inoxidable blando 1X19H9.

Entre otras medidas destinadas a aumentar la longevidad y fiabilidad señalamos la necesidad de tratar térmicamente las estrías del árbol, así como todas las piezas de sujeción. La corona estriada de la brida de arrastre debe tener una dureza no inferior a *HRC* 55, lo que puede conseguirse templando las estrías con corriente de alta frecuencia. Las superficies, por las cuales trabajan los manguitos de las empaquetaduras deben tener una dureza no inferior a *HRC* 45 y un grado de pureza no menor de ∇10.

Las tuercas de las piezas de sujeción interior conviene asegurarlas por métodos de retención positiva (por ejemplo, con ayuda de arandelas lobuladas).

### 2.0.8.14 Composición de trabajo

Después de deliberar y elegir la variante definitiva se traza la composición de trabajo que sirve de material de partida para el diseñado de trabajo.

En la composición de trabajo (fig. 33) se rotulan las dimensiones principales de coordinación y acoplamiento exteriores, las medidas de las uniones de encaje y centradoras, los tipos de ajustes y clases de precisión, los números de los cojinetes de bolas. Se indica también el nivel máximo y mínimo del aceite en el sedimentador de aceite.

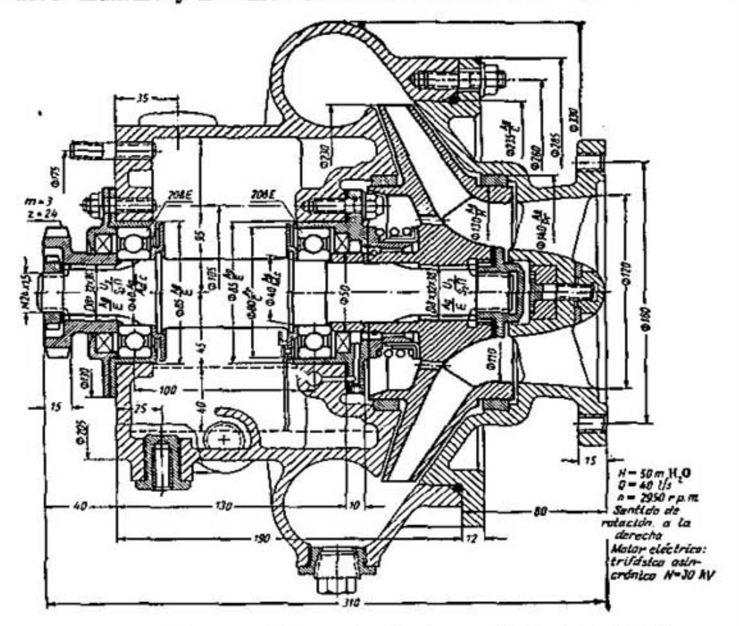



Fig. 33. Vista general de una bomba (composición de trabajo)

En el margen del dibujo se señalan las características principales del grupo (la productividad, altura de presión, número de revoluciones, sentido de rotación, potencia consumida, marca del motor eléctrico) y los requerimientos técnicos (comprobación de las cavidades de agua de la bomba por la prueba hidráulica, ensayo de la rueda impelente al embalamiento).

Sobre la base de la composición de trabajo se hace el cálculo de comprobación de la resistencia mecánica.

# 3 Peso y volumen metálico de las construcciones

El peso es un índice importante de la máquina. Tiene sobre todo gran importancia en la construcción de maquinaria de transporte y, particularmente, en aviación, donde cada kilogramo sobrante disminuye la capacidad de elevación útil, la velocidad y el alcance de acción. En la construcción de maquinaria general, la disminución del peso de las máquinas significa la reducción del consumo de metal y del coste de la fabricación.

Es particularmente importante lograr la reducción del peso de los artículos de producción en masa. En éstos están fundadas las mayores posibilidades de la economía nacional del metal. Pero esto no libera de la necesidad de conseguir la máxima disminución del peso de las máquinas de producción pequeña y por unidades, ya que su producción total puede componer en general una parte considerable de toda la producción de maquinaria.

Hay que hacer la restricción de que la disminución del peso de la construcción no es un objetivo propio incondicional. Los gastos en el material componen en general una parte insignificante de la suma de los gastos durante todo el tiempo de explotación de la máquina, cuya magnitud depende fundamentalmente de la fiabilidad y longevidad de ésta. Si la disminución del peso está vinculada con el peligro de que baje la resistencia mecánica, la rigidez y la fiabilidad de la máquina, entonces suele ser racional, particularmente, en la construcción de maquinaria general, que se contenga la tendencia a disminuir el peso. Vale más tener una máquina algo pesada que ligera, pero no fiable y de poca longevidad.

Las cualidades ponderales comparativas de las máquinas de igual designación está aceptado valorizarlas por el índice del *peso específico*, que representa el cociente de la división del peso $G$ de la máquina por el parámetro fundamental de la máquina.

Para las máquinas-generadores de energía tal parámetro es la potencia $N$. El peso específico de tales máquinas es

$$g = \frac{G}{N}.$$

Este índice tiene en cuenta el grado de perfección constructiva de la máquina, así como el grado de aplicación de aleaciones ligeras y de materiales no metálicos.

En los motores de combustión interna el peso específico tiene la siguiente magnitud:

para los estacionarios 8—15, los marinos 3—8, los de automóvil 2—5 y para los de aviación 0,5—0,8 kg/C.V.E

En la construcción de maquinaria de transporte, para caracterizar la calidad ponderal de la construcción se emplea el índice, que representa la relación del peso de la construcción a la carga útil.

Este índice para el transporte de barco es igual a 20—30, de ferrocarril 10—20, de automóvil 3—5 y para los aviones 1,2—2,5.

La calidad de la construcción de las máquinas herramienta se valoriza por la relación del peso de la máquina a la potencia nominal del motor de arrastre (índice inexpresivo porque no tiene en cuenta el grado de utilización de la potencia nominal, así como la productividad de la máquina).

La perfección de la construcción de los reductores caracteriza la relación de su peso al momento torsional que se transmite o al producto de la potencia a transmitir por la relación de engranaje (grado de reducción).

Del concepto peso conviene distinguir el concepto *volumen metálico*. Ellos no son equivalentes.

Aclaremos esto en un ejemplo. Si dos máquinas de dimensiones iguales y con unos mismos parámetros se han fabricado una preferentemente de metales pesados (acero, fundición), la otra, de aleaciones ligeras (a base de aluminio), evidentemente que el peso de la segunda es menor que el de la primera aproximadamente en tantas veces en cuantas el peso específico de los materiales pesados es mayor que el peso específico de los ligeros (en nuestro caso 2 veces aproximadamente). El volumen de metal que se considera como la cantidad de metal gastado en la fabricación de la máquina, es igual en ambos casos.

El volumen de metal es mejor expresarlo por el *volumen* de las piezas metálicas que componen la máquina. Entonces, junto con el peso específico conviene introducir el índice del *volumen específico de metal* (volumen específico), como el cociente de la división del volumen de piezas metálicas por el parámetro fundamental de la máquina.

Este índice permite valorizar, en primer lugar, la economía de metales realizada en la máquina, en segundo lugar, la *calidad de la construcción*, es decir, la racionalidad de su esquema y la perfección de las formas de las piezas, independientemente del peso específico de los materiales empleados.

Ya que las máquinas se suelen fabricar de metales con distinto peso específico, en el caso general, el índice del volumen específico de metal tiene la forma

$$v=\frac{V}{N}=\frac{\frac{\sum G_1}{\gamma_1}+\frac{\sum G_2}{\gamma_2}+\ldots+\frac{\sum G_m}{\gamma_m}}{N},$$

donde $\sum G_1, \ldots, \sum G_m$ son los pesos totales de las piezas fabricadas respectivamente de materiales con peso específico $\gamma_1, \ldots, \gamma_m$; $N$ es el parámetro fundamental de la máquina.

La cantidad recíproca *N/V* puede llamarse *coeficiente de utilización del volumen*.

La disminución del peso con la reducción paralela del volumen de metal se consigue dando a las piezas secciones y formas racionales, utilizando provechosamente la resistencia mecánica de los materiales, empleando materiales sólidos, esquemas constructivos racionales, eliminando los márgenes de seguridad de exceso, sustituyendo los metales por materiales no metálicos.

### 3.0.1 Secciones racionales

Una disminución máxima del peso de las piezas puede lograrse dando a éstas una resistencia totalmente equivalente. El caso ideal es cuando son iguales las tensiones en cada sección de la pieza según su eje longitudinal y en cada punto de esta sección. Esta es la condición de la equivalencia de resistencia en la expresión más plena. Aquí el material de la pieza se aplica del mejor modo; el peso de la pieza para el nivel prefijado de tensiones resulta mínimo. Este caso es posible, en principio, sólo para ciertos tipos de carga, cuando ésta la experimentan todas las secciones de la pieza, es decir, en el caso de tracción y compresión y en parte, de cizalladura.

En el caso de flexión, torsión y estados tensados complejos las tensiones se distribuyen por la sección irregularmente. Estas tienen una magnitud máxima en los puntos extremos de la sección y en otros pueden bajar hasta cero (por ejemplo, en el eje neutro de la sección que experimenta flexión). En estos casos es posible acercarse sólo a la condición de completa equivalencia de resistencia mediante la igualación de las tensiones por la sección, el alejamiento de metal de los sectores menos cargados de la sección y su concentración en los sitios cargados, es decir, en la periferia de la sección.

Como ejemplo aportemos el caso de una pieza cilíndrica sometida a flexión o torsión (fig. 34).

Las tensiones en la pieza maciza con sección redonda continua (se tienen en cuenta los esfuerzos normales de flexión y de cizallamiento, en caso de torsión) se distribuyen por la ley de la línea recta (fig. 34, *a*) que pasa por el centro de la sección (en la figura el diagrama de tensiones, para el caso de flexión, está girado convencionalmente 90° en comparación con la dirección verdadera de las tensiones).

Si se aleja el metal débilmente cargado del centro de la sección, es decir, si se da a la sección una forma anular, tendremos una distribución más uniforme de las tensiones en los sectores restantes (fig. 34, *b*). Cuanto más fina sea la pared del anillo, esto es, cuanto mayor sea la relación *d/D* del diámetro interior con respecto al exterior, tanto más uniforme será la distribución de las tensiones. Al conservar la dimensión constante del diámetro exterior el nivel

de las tensiones en las paredes, naturalmente, aumenta. Sin embargo, con el aumento del diámetro exterior es fácil reducir las tensiones al nivel anterior (fig. 34, *c*) e incluso disminuir considerablemente su magnitud (fig. 34, *d*).

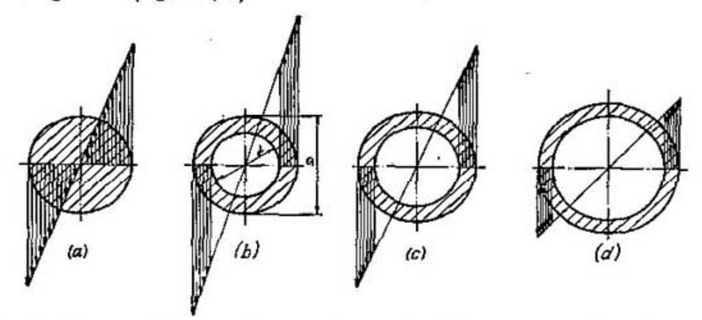



Fig. 34. Reparto de las tensiones en la sección de las piezas maciza y huecas cilíndricas (caso de flexión y torsión)

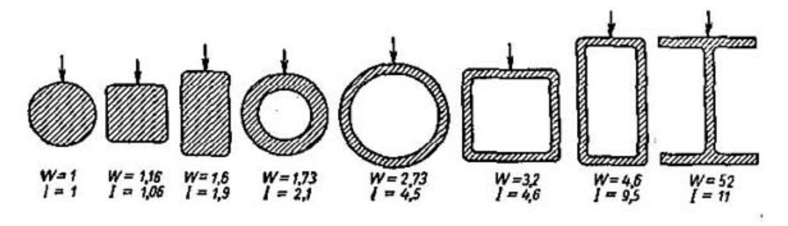



Fig. 35. Momento de resistencia *W* y momento de inercia *I* de perfiles huecos y macizos con igual área de sección (caso de flexión)

Este principio, que puede llamarse *principio de tensión equivalente de la sección*, es aplicable a las secciones de cualquier forma.

La ventaja ponderal que puede obtenerse en este caso se ilustra en la fig. 35 que representa una serie de perfiles con igual área de la sección (y, por consiguiente, con igual peso por metro lineal) en orden creciente del reparto del metal a la periferia. Las formas más racionales de la sección (huecas y de doble T) se distinguen por su elevada rigidez y resistencia mecánica. El grado de provecho crece en los perfiles simétricos a medida que aumentan las dimensiones radiales, que va acompañado, para la condición prefijada ($F =$ const), del adelgazamiento de las paredes, en tanto que en los perfiles asimétricos, además, a medida que se concentra la masa de metal en la zona de acción de las tensiones normales máximas (por ejemplo,

en los perfiles de doble T con el aumento del espesor y anchura de las alas).

### 3.0.2 Indices de resistencia mecánica y rigidez de los perfiles

La ventaja ponderal relativa de los perfiles en el caso de carga por flexión se caracteriza por las magnitudes $\frac{W}{F}$ y $\frac{I}{F}$ (*resistencia mecánica y rigidez reducida* del perfil). Las cantidades recíprocas $\frac{F}{W}$ y $\frac{F}{I}$ se llaman respectivamente *peso reducido* del perfil por la resistencia mecánica y la rigidez.

Estos índices tienen dimensión lineal $\left(\frac{W}{F}\text{ cm}, \frac{I}{F}\text{ cm}^2\right)$ y caracterizan sumariamente la ventaja del perfil tanto por su forma como también por las dimensiones lineales.

Si el denominador en la expresión $\frac{W}{F}$ cm$^3$/cm$^2$ se eleva a la potencia 3/2 $\left[\frac{\text{cm}^3}{(\text{cm}^2)^{3/2}} = 1\right]$ y en la expresión $\frac{I}{F}$ cm$^4$/cm$^2$ se eleva a la potencia 2 $\left[\frac{\text{cm}^4}{(\text{cm}^2)^2} = 1\right]$, entonces obtendremos las expresiones adimensionales

$$w = \frac{W}{F^{3/2}}; \tag{25}$$

$$i = \frac{I}{F^2}, \tag{26}$$

que caracterizan el grado de racionalidad de la *forma* del perfil independientemente de sus dimensiones absolutas. Las expresiones (25) y (26) dan una representación aproximada, pero para fines de comparación bastante precisa, sobre la ventaja ponderal del perfil.

Las cantidades adimensionales recíprocas caracterizan el peso del perfil

$$g_W = \frac{F^{3/2}}{W}; \tag{27}$$

$$g_I = \frac{F^2}{I}. \tag{28}$$

Con el mismo éxito pueden aplicarse los índices adimensionales

$$w' = \frac{W^{2/3}}{F}; \tag{29}$$

$$i' = \frac{\sqrt{I}}{F} \tag{30}$$

**Indices específicos de resistencia mecánica y rigidez de los perfiles (caso de flexión)**

| Croquis | $F$ | $W$ | $I$ | $w=\frac{W}{F^{3/2}}$ | $i=\frac{I}{F^2}$ |
|---|---|---|---|---|---|
| | $0,785D^2$ | $0,1D^3$ | $0,05D^4$ | 0,14 | 0,08 |
| | $B^2$ | $B^3/6$ | $B^4/12$ | 0,166 | 0,083 |
| | $B^2c$ $(c=H/B)$ | $B^3c^2/6$ | $B^4c^3/12$ | $0,166\sqrt{c}$ | $0,083c$ |
| | $0,785D^2(1-a^2)$ $(a=d/D)$ | $0,1D^3(1-a)^4$ | $0,05D^4\,(1-a^4)$ | $0,14\,\frac{1-a^4}{(1-a^2)^{3/2}}$ | $0,08\,\frac{1-a^4}{(1-a^2)^2}$ |
| | $B^2\,(1-e)$ $(e=b/B)$ | $\frac{B^3}{6}\,(1-e^4)$ | $\frac{B^4}{12}\,(1-e^4)$ | $\frac{1-e^4}{6\,(1-e^2)^{3/2}}$ | $\frac{1-e^4}{12\,(1-e^2)^2}$ |
| | $BH\,(1-e\eta)$ $(e=b/B;\ \eta=h/H)$ | $\frac{BH^2}{6}\,(1-e\eta^3)$ | $\frac{BH^3}{12}\,(1-e\eta^3)$ | $0,166\,\frac{1-e\eta^3}{(1-e\eta)^{3/2}}$ | $0,083\,\frac{1-e\eta^3}{(1-e\eta)^2}$ |

o bien

$$g'_W = \frac{F}{w^{2/3}}; \qquad (31)$$

$$g'_I = \frac{F}{\sqrt{I}}. \qquad (32)$$

En la tabla 4 se dan los valores de los índices $w$ e $i$ calculados de acuerdo con las fórmulas (25) y (26), para los perfiles más utilizados (caso de flexión en el plano vertical).

### 3.0.3 Resistencia mecánica y rigidez de los perfiles redondos huecos

Para la construcción de maquinaria representan el mayor interés los perfiles redondos (árboles, ejes y otras piezas cilíndricas). Examinemos algunos casos típicos que demuestran las ventajas de los perfiles huecos en las condiciones de flexión y torsión.

*Caso I.* Viene dado el diámetro exterior de la pieza ($D$ = const). Para este caso son válidas las relaciones siguientes:

la resistencia mecánica y rigidez relativas

$$\frac{W}{W_o} = \frac{I}{I_o} = 1 - a^4;$$

el peso relativo

$$\frac{G}{G_o} = \frac{F}{F_o} = 1 - a^2.$$

En las fórmulas el indice $o$ se refiere a la sección redonda maciza y la magnitud $a$ representa la relación del diámetro $d$ del agujero al diámetro exterior $D$ de la pieza $\left(a = \frac{d}{D}\right)$.

Aceptando los valores $W_o$, $I_o$ y $G_o$ de la pieza maciza por unidad, obtenemos el cambio representado en el diagrama (fig. 36) del par de resistencia, del momento de inercia y del peso de la pieza a medida que aumenta la relación $a$.

Este diagrama permite hacer las siguientes deducciones: los agujeros pequeños ($d < 0{,}2D$) prácticamente no ejercen influencia en la resistencia mecánica, rigidez y peso de la pieza;

siendo $a = 0{,}3 \div 0{,}6$ se observa una disminución sustancial del peso con la disminución simultánea, menos brusca, de los índices de resistencia mecánica y rigidez (en el caso de $a = 0{,}6$ el peso de la pieza disminuye casi en un 40%, y la resistencia mecánica y la rigidez bajan aproximadamente sólo en un 10%).

De este modo, en el caso considerado pueden con seguridad practicarse agujeros de diámetro $d = 0{,}6D$, obteniendo grandes ventajas en el peso sin que disminuya sustancialmente la resistencia mecánica. Con el aumento de $d$ más de $0{,}6D$ la resistencia mecánica baja sensiblemente.

*Caso* 2. Se conoce la resistencia mecánica ($W$ = const). El diámetro exterior de la pieza varía.

Para este caso son válidas las relaciones

$$\frac{D}{D_o}=\frac{1}{\sqrt[3]{1-a^4}};$$

$$\frac{G}{G_o}=\frac{F}{F_o}=\frac{D^2}{D_o^2}=\frac{1-a^2}{(F-a_4)^{2/3}};$$

$$\frac{I}{I_o}=\frac{1-a^4}{(1-a^4)^{4/3}}=\frac{1}{\sqrt[3]{1-a^4}}.$$

sobre la base de las cuales se ha construido el diagrama (fig. 37) que representa los índices de rigidez y de peso de la pieza en función de $a = d/D$.

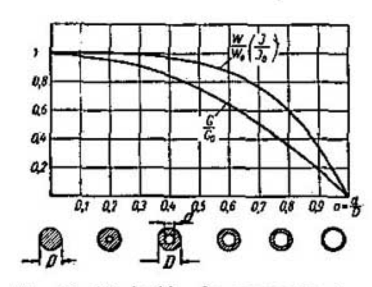



Fig. 36. Variación de momento de resistencia $W$, del momento de inercia $I$ y del peso $G$ de las piezas cilíndricas en función de $a = \frac{d}{D}$ siendo $D$ = const (caso de flexión y torsión)

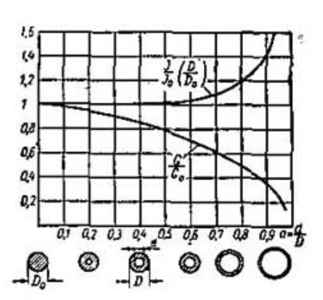



Fig. 37. Variación del momento de inercia $W$, del diámetro exterior $D$ y del peso $G$ de las piezas cilíndricas en función de $a = \frac{d}{D}$ siendo $W$=const (caso de flexión y torsión)

Con el incremento de la relación $d/D$, si aumenta simultáneamente $D$, las características ponderales y de rigidez de la pieza mejoran continuamente. El aumento del diámetro exterior, requerido por la condición de equivalencia de resistencia, al principio es extremadamente insignificante. Incluso siendo $d/D = 0{,}7$ el diámetro exterior debe aumentarse sólo en un 10%, mientras que el peso de la pieza en este caso disminuye en un 40%. El momento de inercia aumenta por la misma ley que el diámetro exterior.

La ilustración constructiva de las leyes que se desprenden del diagrama de la fig. 37 se muestra en la fig. 38, donde se representan piezas cilíndricas de resistencia equivalente a la flexión y torsión con la relación $d/D$ que aumenta progresivamente.

El aumento de la relación $d/D$ está limitado por el adelgazamiento de las paredes, que puede provocar deformaciones locales, particularmente en los sectores de aplicación de las cargas, y dificultar el

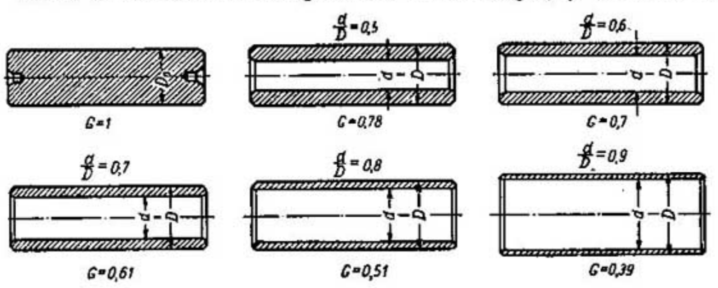



Fig. 38. Piezas cilíndricas de igual resistencia a la flexión y torsión con distintas relaciones de $a = \frac{d}{D}$

cumplimiento en las piezas de elementos constructivos (roscas, entallas, chaveteros). La relación $d/D > 0,7$ se emplea prácticamente poco. Las piezas con $d/D = 0,8 \div 0,95$ se refieren a los tubos y envolturas cilíndricas.

Los tubos de paredes finas con un espesor de éstas de 1—2 mm se emplean con éxito para la transmisión del momento torsional, si no existen cargas longitudinales y transversales esenciales. Los elementos constructivos que soportan el momento torsional se unen a los tubos por soldadura. De ejemplo de tales piezas nos pueden servir los árboles tubulares de las transmisiones por cardán de los automóviles.

En los casos de grandes valores de $d/D$ la ventaja en el peso es bastante grande; por ejemplo, el peso de un tubo con $d/D = 0,95$ compone sólo el 20% del peso del árbol macizo de igual resistencia, en tanto que su rigidez a la torsión es casi dos veces mayor que la rigidez del árbol.

*Caso 3*. Viene dado el peso de la pieza ($G = \text{const}$).

Las fórmulas de cálculo para este caso son

$$\frac{D}{D_o} = \frac{1}{\sqrt{1-a^2}};$$

$$\frac{W}{W_o} = \frac{1-a^4}{(1-a^2)^{3/2}};$$

$$\frac{I}{I_o} = \frac{1-a^4}{(1-a^2)^2}.$$

Los valores de $D/D_0$ calculados por estas fórmulas se aportan en el gráfico (fig. 39) en función de $a = d/D$.

El gráfico testimonia de modo más expresivo sobre las ventajas de las construcciones huecas de paredes finas. Para $d/D = 0,9$ el par de resistencia y el momento de inercia de la pieza aumentan

respectivamente 4,5 y 10 veces, en tanto que para $d/D = 0,95$, 6 y 20 veces en comparación con la pieza maciza de igual peso.

El aumento de la dimensión relativa de los diámetros exteriores con la introducción simultánea de cavidades y agujeros interiores conduce a un brusco incremento de los índices de resistencia mecánica y de rigidez al disminuir simultáneamente el peso, en virtud de su elevada rigidez, mejora las condiciones de trabajo de los árboles y de las piezas conjugadas

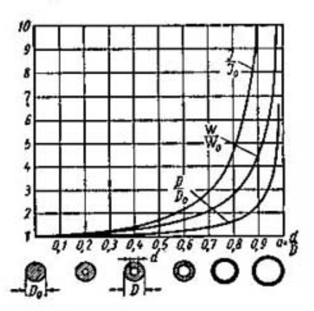



Fig. 39. Variación del momento de resistencia $W$, del momento de inercia $I$ y del diámetro exterior $D$ de las piezas cilíndricas en función de $a = \frac{d}{D}$ siendo $G = \text{const}$ (caso de flexión)

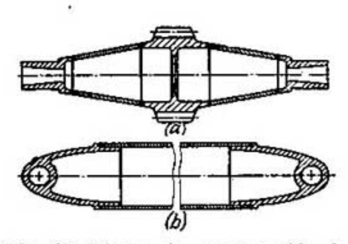



Fig. 40. Piezas de construcción de envoltura:
*a* — rueda dentada; *b* — montante

con éstos y asegura recursos para el forzamiento de la máquina, según la potencia y las revoluciones.

En las máquinas modernas de clase superior los árboles macizos se sustituyen casi completamente por huecos.

Las leyes examinadas en el apartado presente se basan en la tendencia característica para la construcción de maquinaria moderna de emplear construcciones de paredes finas, de envoltura y de cáscara para las piezas que deben poseer la más alta resistencia mecánica y rigidez con el menor peso. El peligro de perder la estabilidad local, bajo la acción de las cargas de trabajo se evita elevando la rigidez local, como regla, reforzando los sitios débiles con arriostramientos que trabajan preferentemente a la tracción y compresión.

En la fig. 40, *a* y *b* se dan ejemplos de construcciones de envoltura con aplicación de tubos unidos a los elementos macizos de la construcción con ayuda de soldadura.

### 3.0.4 Equivalencia de resistencia

En el caso de torsión, flexión y de estados de tensión complejos en que la igualdad de las tensiones por la sección es, en principio, inaccesible se consideran de igual resistencia las piezas, en las cuales son iguales las tensiones máximas en cada sección a lo largo del eje.

En el caso de flexión la condición de equivalencia de resistencia radica en la igualdad de la relación del momento flector de trabajo, que actúa en cada sección dada, respecto al momento de resistencia de la sección dada. En el caso de torsión esta condición consiste en la igualdad del momento de resistencia a la torsión de cada sección de la pieza, y en el caso de estados de tensión complejos, en la igualdad de los coeficientes del margen de fiabilidad.

El concepto de equivalencia de resistencia es aplicable también a varias piezas y construcciones enteras. Son de igual resistencia las construcciones, cuyas piezas tienen igual margen de habilidad con relación a las cargas que actúan sobre ellas. Esta regla se propaga también a todas las piezas fabricadas de distintos materiales. Así, son de igual resistencia la pieza de acero con tensión de 20 kgf/mm$^2$ con un límite de fluidez $\sigma_{0,2} = 60$ kgf/mm$^2$ y la pieza de aleación a base de aluminio con tensión de 10 kgf/mm$^2$ con $\sigma_{0,2} = 30$ kgf/mm$^2$. En ambos casos el coeficiente de fiabilidad es igual a 3. Esto significa que ambas piezas llegarán simultáneamente al estado de deformación plástica, al elevar tres veces las cargas que actúan sobre ellas. Independientemente de esto cada una de las piezas que se comparan puede además poseer igual resistencia en el sentido indicado más arriba, es decir, tener igual nivel de tensiones por toda su longitud.

La magnitud de las tensiones y cargas de trabajo en las distintas secciones de la pieza se determina por cálculo. La pieza calculada como de igual resistencia será realmente de igual resistencia, si el cálculo define correctamente las magnitudes verdaderas y la distribución de las tensiones a lo largo del eje de la pieza, lo que no siempre tiene lugar.

Las formas, requeridas por la condición de equivalencia de resistencia, a veces son difíciles de ejecutar tecnológicamente y hay que simplificarlas. Los elementos complementarios (muñones, collarines, ranuras, rebajos, roscas) inevitables casi en toda pieza que, a veces, provocan intensidad local y, con frecuencia, concentración de tensiones y debilidad local de la pieza, también aportan correcciones en la distribución verdadera de las tensiones en la pieza.

Por todas estas causas el concepto de equivalencia de resistencia de las piezas es relativo. El diseñado de piezas de igual resistencia radica prácticamente en la reproducción aproximada de las formas dictadas por la condición de equivalencia de resistencia, al disminuir por todos los medios las influencias de todas las fuentes de concentración local de tensiones.

La ventaja ponderal del empleo del principio de equivalencia de resistencia, depende en mucho del tipo de carga y del procedimiento por el que se realiza la eqivalencia de resistencia. Cierta representación sobre el orden de la ventaja la da el ejemplo que se aporta más adelante sobre el modo de atribuir igual resistencia a una pieza cilíndrica apoyada por los extremos y sometida a flexión por una fuerza transversal aplicada en el centro del tramo (fig. 41).

*Caso 1*. La equivalencia de resistencia de la pieza ha sido atribuida cambiando su configuración exterior a lo largo del eje.

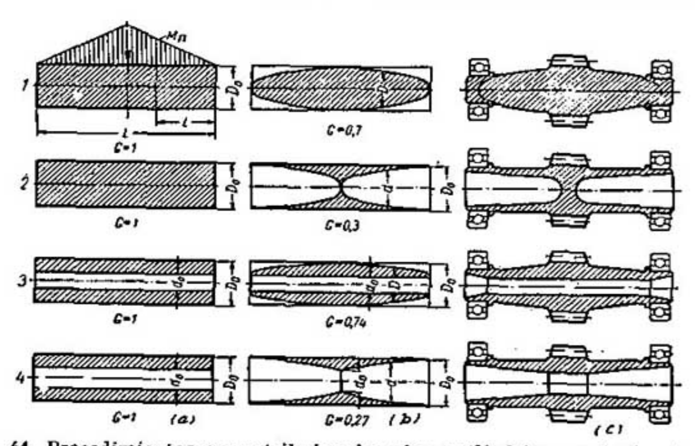



**Fig. 41.** Procedimientos para atribuir a las piezas cilíndricas equivalencia de resistencia (caso de flexión por una fuerza transversal):
*a* — formas iniciales; *b* — formas de las piezas de igual resistencia; *c* — confección constructiva de las piezas de igual resistencia

La tensión normal máxima en la sección central de la pieza cilíndrica inicial *1* (fig. 41, *a*) es

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{0,1D^3},$$

donde $M_0$ es el momento flector en el centro de la viga, igua al producto de la reacción de apoyo por la distancia $L/2$ desde la sección central hasta el plano de acción de la reacción de apoyo.

La tensión en una sección arbitraria es

$$\sigma = \frac{M}{0,1D^3},$$

donde $M = M_0 \frac{2l}{L}$ es el momento flector en la sección dada; $l$ es la distancia de esta sección al plano de la reacción de apoyo.

Por consiguiente,

$$\sigma = \frac{2M_0 l}{L0,1D^3}.$$

La tensión máxima en cualquier sección de la pieza de igual resistencia debe ser constante e igual a

$$\sigma=\sigma_o=\frac{M_o}{0{,}1D^3}=\frac{2M_o l}{L0{,}1D^3}=\text{const};$$

de aquí el diámetro variable de la pieza de igual resistencia

$$D=D_o\sqrt[3]{\frac{2l}{L}}.$$

El perfil de la pieza de igual resistencia *1* se muestra en la fig. 41, *b*. En la fig. 41, *c* viene dada la confección constructiva de la pieza de igual resistencia *1* para el caso de una rueda dentada de una sola pieza con el eje, apoyado en dos cojinetes de contacto rodante.

Las formas de la equivalencia de resistencia se han simplificado. Al cuerpo de la pieza se acoplan los muñones para colocar los cojinetes.

*Caso 2.* La equivalencia de resistencia de la pieza *2* se le ha atribuido alejando material del interior, conservando constante el diámetro exterior.

La condición de equivalencia de resistencia es

$$\sigma=\sigma_o=\frac{M_o}{0{,}1D_o^3}=\frac{2M_o l}{L0{,}1D_o^3(1-a^4)}=\text{const},$$

donde $a$ es la relación del diámetro variable $d$ de la cavidad interior aliviadora al diámetro exterior constante $D_o$ de la pieza.

De aquí el diámetro variable del agujero es

$$d=D_o\sqrt[4]{1-\frac{2l}{L}}.$$

El perfil de la pieza de igual resistencia *2* para este caso se muestra en la fig. 41, *b*, la confección constructiva, en la fig. 41, *c*.

Una gran ventaja ponderal (el peso de la pieza de igual resistancia compone en total 0,3 del peso inicial) es el resultado del empleo, en el caso dado, no sólo del principio de la equivalencia de resistencia, sino también del principio de igual tensión de las secciones.

Cabe señalar que, en este procedimiento de atribuir igual resistencia aumenta el diámetro de los cojinetes de apoyo, los que encubre algo la ventaja ponderal.

*Caso 3.* La equivalencia de resistencia de la pieza hueca *3* (fig. 41) se ha atribuido cambiando su configuración exterior.

La condición de la equivalencia de resistencia, en el caso dado, da la siguiente expresión para determinar el diámetro exterior variable de la pieza:

$$D=D_o\sqrt{\frac{1-a_o^4}{1-a^4}\cdot\frac{2l}{L}},$$

donde $a_o=d_o/D_o$ es la relación del diámetro del orificio al diámetro de la pieza inicial;

$a$ es el valor variable $d_o/D$ para la pieza de igual resistencia.

La ventaja ponderal para valores moderados de $a_o$, en el caso dado, es próxima a la ventaja en el caso de la pieza *1*.

*Caso 4*. La equivalencia de resistencia de la pieza hueca *4* (fig. 41). se le ha atribuido cambiando la configuración de la cavidad interior.

De la condición de equivalencia de resistencia el diámetro variable de la cavidad interior es

$$d = D_o \sqrt[4]{1 - \frac{2l}{L}(1 - a_o^4)},$$

donde $a_o = d_o/D_o$ es la relación del diámetro del agujero interior al diámetro exterior de la pieza inicial.

La ventaja ponderal, en este caso, es próxima a la ventaja en el caso *2*.

Se debe tener en cuenta que con otras condiciones iguales la rigidez de las piezas de igual resistencia es menor que la rigidez de las piezas que tienen aunque sea elevados márgenes de seguridad locales.

En los casos en que para la capacidad de trabajo de la pieza la rigidez tiene gran significación, su disminución puede prevenirse, reduciendo las tensiones (lo que, naturalmente, disminuye la ventaja ponderal) o aplicando en cada caso aparte el procedimiento racional de atribuir la equivalencia de resistencia.

Así, la pieza de igual resistencia *2* (fig. 41, *b*) ejecutada por el procedimiento de alejamiento del metal del interior, es mucho más rígida que la pieza *1* (fig. 41, *b*), aunque es menos rígida que la pieza cilíndrica maciza inicial *2* (fig. 41, *a*).

En la fig. 42 se muestran ejemplos constructivos de atribución a las piezas de equivalencia de resistencia.

El árbol con brida *I* (fig. 42, *a*) cargado con momento torsional constante en el sector entre la brida y las estrías no es de igual resistencia. Las tensiones son máximas en el sector de las estrías; entre las estrías y la brida, donde el diámetro exterior del árbol es mayor, las tensiones son considerablemente menores. El cálculo de la condición de la constancia del momento de resistencia a la torsión por las secciones del árbol conduce a la construcción de igual resistencia *II*.

La construcción del árbol-piñón *I* (fig. 42, *b*) con agujero pasante de diámetro constante con toda su sencillez y cualidad de ingeniería no es de igual resistencia. El árbol *II* con mandrinado escalonado es aproximadamente de igual resistencia. La variante *III* representa una construcción escrupulosamente acabada que persigue el fin de elevar la resistencia a la fatiga, con formas suaves del mandrinado interior.

La fabricación de los árboles *II* y, particularmente, *III* es considerablemente más cara. No obstante, la necesidad de aliviar las

piezas y de elevar la resistencia a la fatiga con frecuencia justifica la complicación y encarecimiento de la producción.

Como ejemplo de aliviación puede servirnos la rueda dentada extrema, practicada de una sola pieza con árbol (fig. 42, *c*).

En este caso a la pieza se le puede atribuir una forma próxima a la de igual resistencia, mediante el recalcado, con el subsiguiente maquinado (variante *IV*).

Es particularmente importante observar las condiciones de la equivalencia de resistencia para las piezas de disco que giran con gran número de revoluciones (rotores de turbinas, compresores centrí-

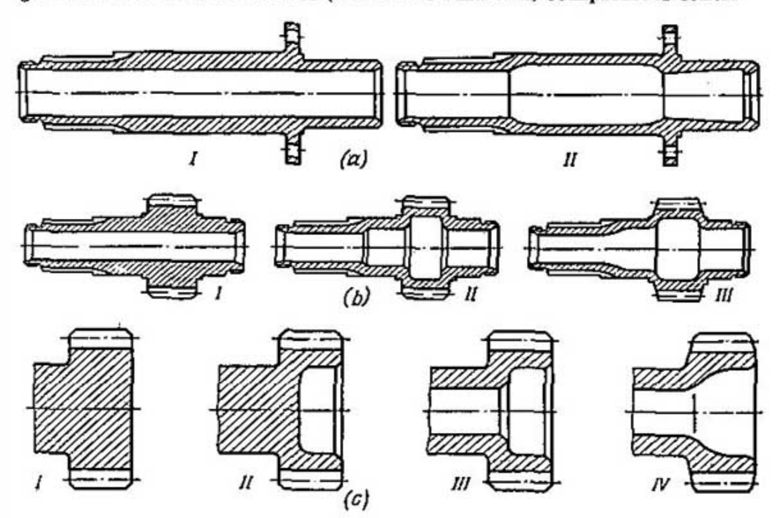



Fig. 42. Atribución de equivalencia de resistencia a las piezas

fugos y axiales). Las fuerzas centrífugas que surgen en estas piezas provocan tensiones que crecen en dirección hacia el cubo de la rueda como resultado de la suma de las fuerzas centrífugas de las capas anulares del metal en sentido desde la periferia al centro. La condición de equivalencia de resistencia, en el caso dado, requiere el adelgazamiento del disco hacia la periferia. Esta medida disminuye el peso del disco; el alejamiento del metal de la periferia contribuye a reducir el nivel de las tensiones máximas en el cubo.

El cálculo de los discos de igual resistencia que giran a gran velocidad es muy complejo, ya que en muchos casos se tienen que tener en cuenta las tensiones térmicas que surgen como consecuencia de la irregularidad del campo de temperatura del disco. En muchos

casos el cuadro se complica por el fenómeno del choque térmico que se condiciona en algunos regímenes de trabajo por los flujos no estacionarios de calor, desde la periferia hacia el centro o viceversa.

### 3.0.5 Equivalencia de resistencia de grupos y uniones

La realización del principio de equivalencia de resistencia en los grupos (conjuntos) y uniones de las piezas la examinaremos en ejemplos.

En la fig. 43, *a* se representa un ténder que tensa dos varillas roscadas. La construcción *I* no es de igual resistencia; el cálculo

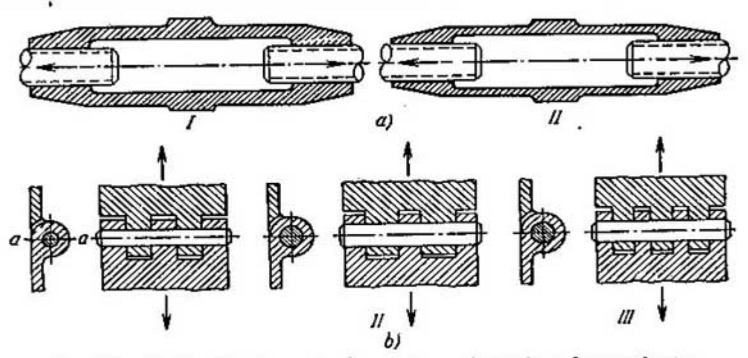



Fig. 43. Atribución de equivalencia de resistencia a los conjuntos

elemental demuestra que los esfuerzos de tracción en la sección tubular del ténder son 3 veces menores que los esfuerzos de tracción en las varillas.

En la construcción de igual resistencia *II* la sección del ténder se ha disminuido.

Como observación general al ejemplo dado señalaremos que las secciones anulares son muy ilusivas al valorizarlas a simple vista a la resistencia mecánica. La resistencia mecánica de la sección de tales piezas es proporcional al cuadrado, el par de resistencia a la flexión y a la torsión, al cubo, y el momento de inercia, a la cuarta potencia del diámetro. Esta circunstancia no siempre se tiene en cuenta durante el diseñado. Al valorizar la resistencia mecánica a la tracción y compresión y a la flexión, así como al apreciar la rigidez, el diseñador suele caer en el error que consiste en exagerar las dimensiones de las piezas anulares.

La construcción (fig. 43, *b*) del grupo de unión de los eslabones del transportador de cadena con orejetas de igual anchura no es de igual resistencia por tres causas:

el margen de resistencia a la rotura en la base de las orejetas del eslabón superior es 3/2 veces menor que en la de las del inferior (la relación del número de orejetas en uno y en otro eslabones);

el margen de resistencia al cizallamiento del bulón es dos veces menor que el margen de resistencia a la rotura en las orejetas del eslabón inferior;

el margen de resistencia a la rotura de las cabezas de las orejetas en la sección *a* — *a* para el espesor aceptado de la pared de las cabezas, igual al espesor de la base de las orejetas, es 2 veces mayor que el de sus bases.

Dicho de otro modo, las orejetas del eslabón superior están debilitadas en comparación con las del eslabón inferior, la resistencia mecánica del bulón es menor que la de la unión entera, las dimensiones de las paredes de las cabezas de las orejetas son demasiado grandes.

En la construcción de igual resistencia *II* el espesor total de las orejetas en los eslabones superior e inferior es igual, lo que asegura la igualdad de las tensiones en las orejetas. El diámetro del bulón se ha aumentado; las paredes de las cabezas de las orejetas han sido adelgazadas, de la condición de la equivalencia de resistencia.

En la construcción *III* la equivalencia de resistencia del bulón ha sido lograda mediante el aumento del número de planos de cizalladura. En el caso dado son seis (en lugar de cuatro en la construcción anterior), debido a lo cual el diámetro del bulón puede reducirse en $\sqrt{2/3}$ veces en comparación con la construcción *II*.

### 3.0.6 Aligeramiento de las piezas

En muchos casos la condición de la equivalencia de resistencia es difícil de asegurar debido a la complejidad de la configuración de la pieza o de la indeterminación de las tensiones que actúan en ella. En estos casos, el peso de la pieza se disminuye mediante el alejamiento del metal de los sectores menos cargados que se encuentran aparte del flujo de fuerza.

Ejemplos de aligeramiento de las piezas se dan en las figs. 44—47 y en la tabla 5.

En la fig. 44, *a* se da el caso de los brazos del árbol cigüeñal. Los ángulos exteriores de los brazos *I* no participan en la transmisión de fuerzas desde los muñones de biela a los de apoyo del cigüeñal; la eliminación de estos ángulos en los brazos *II*, sin reducir la resistencia mecánica del codo, da de este moda una ventaja esencial en el peso.

La rueda dentada cónica (fig. 44, *d*) puede aligerarse mediante la eliminación de las partes de los dientes en el diámetro pequeño que prácticamente no trabajan. Además de la ventaja ponderal, el acortamiento de los dientes contribuye a una distribución más uniforme de las presiones por la longitud del diente y a la disminu-

## Procedimientos para aligerar la construcción del portasatélites

| Croquis de la construcción | Procedimiento de aligeramiento | Croquis de la construcción | Procedimiento de aligeramiento | Croquis de la construcción | Procedimiento de aligeramiento |
|---|---|---|---|---|---|
| | Construcción inicial | | Adelgazamiento del disco | | El anillo de sujeción de los bulones se ha reforzado con dos nervios anulares |
| | Agujeros pasantes redondos y longitudinales | | Idem. Alejamiento del metal entre los cubos de los bulones | | Los cubos de los bulones y del portasatélites están unidos con nervios radiales |
| | Alejamiento anular del metal en el sector entre el cubo y el anillo de sujeción de los bulones | | Para aumentar la rigidez los cubos de los bulones están unidos con un nervio anular | | Idem. Alejamiento de metal de perfil entre los cubos de los bulones |
| | | | | | Idem. Agujeros de aligeramiento en el disco |
| | Idem. Agujeros pasantes en los intermedios entre los bulones | | Los cubos de los bulones están reforzados con un nervio anular interior | | Los cubos de los bulones están reforzados con un marco rectangular |
| | Idem. Alejamiento del metal de perfil del disco entre los cubos de los bulones | | Idem. Alejamiento del metal de perfil del disco entre los cubos de los bulones | | Marco rectangular rebajado. Agujeros de aligeramiento en el disco |

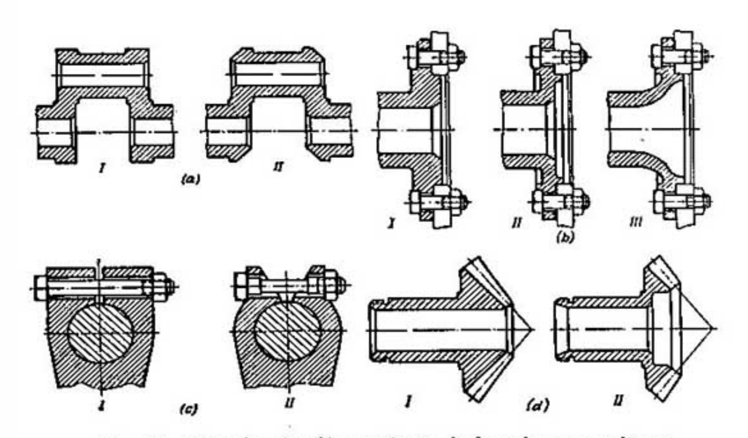



Fig. 44. Ejemplos de aligeramiento de las piezas y uniones:
a — de un árbol cigüeñal; b — de un árbol de brida; c — de una unión de manguito partido; d — de una rueda dentada cónica; I — construcciones iniciales; II, III — construcciones aligeradas

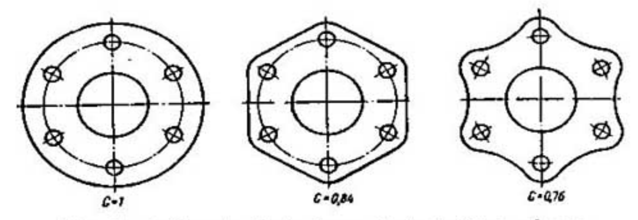



Fig. 45. Influencia de la forma de la brida en el peso

ción de la carga que actúa sobre los dientes, en virtud del aumento del diámetro medio de su aplicación.

En las piezas de tipo de brida puede lograrse una reducción esencial del peso variando el contorno exterior de la brida (fig. 45). El radio de disposición de los agujeros de sujeción se ha tomado igual en todos los casos. El peso de la brida redonda se ha aceptado por unidad.

No conviene despreciar las posibilidades de aligerar la pieza mediante el alejamiento de los sectores sobrantes de metal incluso en algunos de sus elementos (fig. 48). A pesar de que la ventaja ponderal en cada tal caso por separado es pequeña, el efecto general, debido a que se repiten con frecuencia semejantes elementos, puede ser bastante significante.

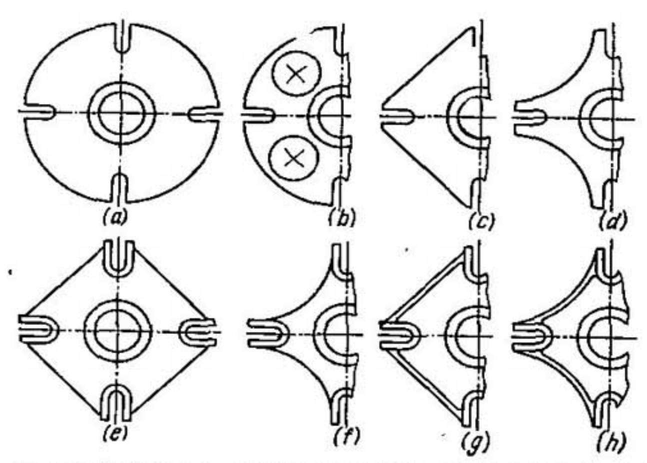



**Fig. 46.** Procedimientos de aligeramiento de las construcciones de un perro de arrastre con ranuras

**Fig. 47.** Aligeramiento de las palancas:
*a, c* — construcciones iniciales; *b, d* — construcciones aligeradas

Se debe prestar gran atención al reducimiento del peso de las piezas de sujeción, lo que da una ganancia notable en el peso de la máquina. Además, las piezas de sujeción con formas racionales tienen mejor resistencia mecánica y cualidades de ingeniería. Como

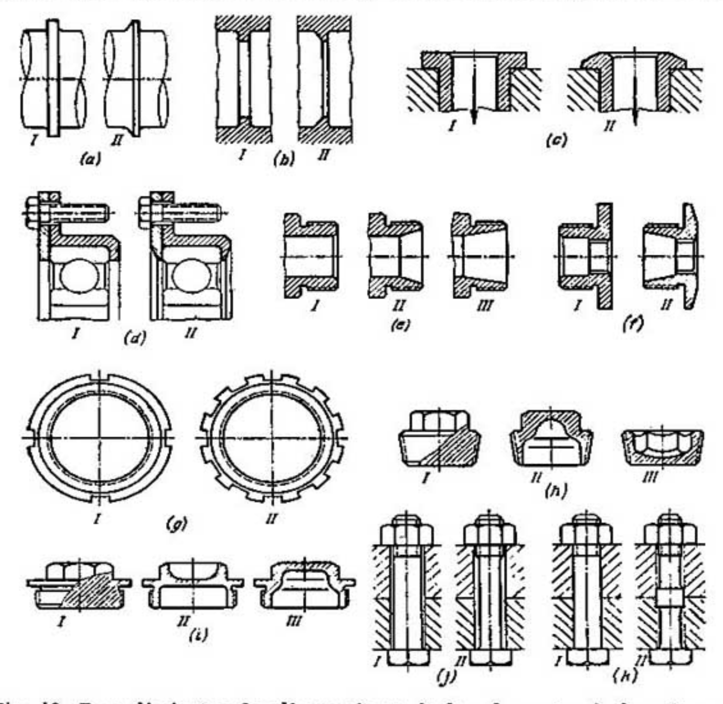



**Fig. 48. Procedimientos de aligeramiento de los elementos de las piezas:** *a* — del ribete de apoyo en el árbol; *b* — del ribete de apoyo en el agujero; *c* — del espaldón, *d* — de las piezas del tipo de discos y casquillos; *e* — del extremo roscado del árbol; *f* — de la tuerca de sujeción; *g* — de la tuerca de anillo; *h*, *i* — de las piezas del tipo de tapones y obturadores, *j* — del tornillo de sujeción; *k* — del tornillo de precisión; *I* — construcciones iniciales; *II* y *III* — construcciones aligeradas

ejemplo, en la fig. 48, *j*, se muestra el caso de un tornillo de apriete. La construcción aligerada *II*, no sólo es más ligera de peso, sino que también posee elevada resistencia mecánica a carga cíclica, particularmente, si la rosca se ha cumplido por laminación y el vástago por troquelado en una forjadora rotativa.

En el caso del tornillo prisionero (fig. 48, *k*) la disminución del diámetro del vástago asegura además la reducción del volumen del maquinado preciso.

En las máquinas donde la reducción del peso juega un gran papel es obligatorio el empleo de tuercas aligeradas y cabezas de tornillos con dimensiones radiales disminuidas.

### 3.0.7 Influencia del diámetro en la eficacia del aligeramiento

Al aligerar piezas cilíndricas del tipo de discos, tapas, anillos, así como de piezas con contornos exteriores perfilados, por ejemplo, en forma de polígonos, se debe tener en cuenta que la mayor eficacia se obtiene al arrancar material de la periferia y un efecto relativamente menor, de los sectores, próximos al centro. En el ceso general, la ganancia ponderal es proporcional al cuadrado del diámetro.

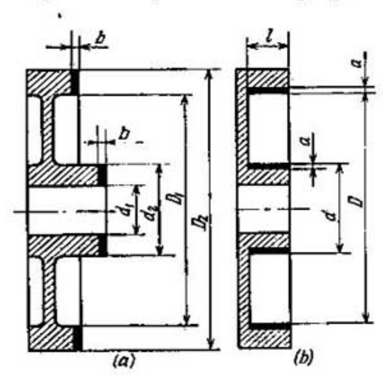



Fig. 49. Influencia en el peso de la pieza:
*a* — de la reducción de las dimensiones axiales de la pieza en su centro y periferia; *b* — del alejamiento de volúmenes anulares en el centro y periferia

Comparemos la efectividad del reducimiento del peso al disminuir las dimensiones axiales para distintos diámetros.

En la fig. 49, *a* se representa un disco con llanta y cubo. Determinemos la ventaja en peso que se obtiene al quitar sectores de metal de la misma anchura $b$ en la llanta y en el cubo (en la figura están ennegrecidos).

El volumen de metal arrancado de la llanta es

$$V_1=\frac{\pi}{4}(D_2^2-D_1^2)\,b=\frac{\pi}{4}\,bD_2^2\left[1-\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right].$$

El volumen de metal arrancado del cubo es

$$V_2=\frac{\pi}{4}(d_2^2-d_1^2)\,b=\frac{\pi}{4}\,bd_2^2\left[1-\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2\right].$$

La relación

$$\frac{V_1}{V_2}=\frac{D_2^2}{d_2^2}\cdot\frac{1-\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}{1-\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2} \qquad (33)$$

se subordina a la dependencia cuadrática debilitada por la influencia de la relación de los diámetros exteriores e interiores de la llanta y del cubo

Supongamos que el espesor de las paredes de la llanta y del cubo son iguales y $D_1/D_2 = 0,8$. Para las relaciones representadas en la fig. 49, *a* la magnitud $d_1/d_2 = 0,5$ y la expresión (33) toma la forma

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{D_2^2}{d_2^2} \cdot \frac{1-0,64}{1-0,25} = 0,5 \left(\frac{D_2}{d_2}\right)^2. \quad (34)$$

Para $D_2/d_2 = 3$

$$\frac{V_1}{V_2} = 4,5.$$

En el caso particular $\frac{D_1}{D_2} = \frac{d_1}{d_2}$ se obtiene la dependencia cuadrática pura

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{D_2^2}{d_2^2} = 9.$$

En la fig. 49, *b* se representa un caso de disminución del peso, alejando volúmenes anulares del mismo espesor de distintos diámetros.

En este caso, el volumen que se aleja de la llanta es

$$V_1 \approx \pi Dal.$$

El volumen que se quita de la llanta es

$$V_2 \approx \pi dal.$$

La relación

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{D}{d}, \quad (35)$$

es decir, es directamente proporcional a la relación de los diámetros.

De este modo, la ventaja relativa del alejamiento de metal de distintos diámetros depende del procedimiento de aligeramiento

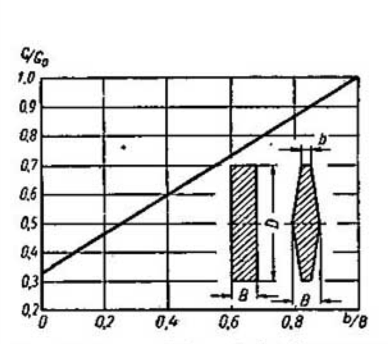



Fig. 50. Peso relativo de los discos que se estrechan hacia la periferia en función de la relación $b/B$.

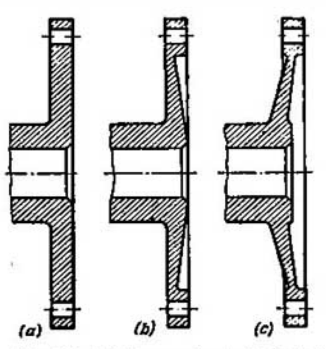



Fig. 51. Adelgazamiento de la brida en la periferia

y de la configuración de la pieza. Su dependencia del diámetro oscila en los límites de $D/d$ a $(D/d)^2$.

El procedimiento de disminuir el espesor en dirección a la periferia se emplea ampliamente en la práctica para aligerar piezas del tipo de discos, bridas, tapas, es más que esta forma con frecuencia corresponde a la ley del cambio de tensiones por el radio (tapas cargadas por una fuerza transversal aplicada en el centro; bridas cargadas por momentos torsionales o de vuelco; discos giratorios cargados por fuerzas centrífugas).

La ganancia ponderal del adelgazamiento hacia la periferia puede valorizarse para el caso simple de sustitución del disco de perfil rectangular (en la sección meridional) por otro de perfil trapezoidal (fig. 50).

El volumen del disco de perfil rectangular es

$$V_o = \frac{\pi D^2}{4} B. \tag{36}$$

El volumen del disco de sección trapezoidal es

$$V = FS = \frac{\pi D^2}{4} B \frac{1 + 2\frac{b}{B}}{3}. \tag{37}$$

La relación entre el peso $G$ del disco trapezoidal y el peso $G_o$ del disco de perfil rectangular es

$$\frac{G}{G_o} = \frac{V}{V_o} = \frac{1 + 2\frac{b}{B}}{3} = \frac{2}{3}\frac{b}{B} + \frac{1}{3}, \tag{38}$$

es decir, depende totalmente de la relación $b/B$.

Siendo $b/B = 0$ (el caso de perfil triangular) el disco resulta 3 veces más ligero que el disco de perfil rectangular. Para la gama más usada de $b/B = 0{,}3 \div 0{,}5$ el peso de los discos de perfil trapezoidal es igual a 0,5—0,65 del peso del disco de perfil rectangular.

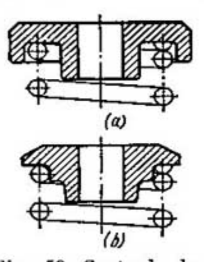


Fig. 52. Centrado de un muelle:
a — por el diámetro exterior; b — por el diámetro interior

En la fig. 51, *a*, *b*, viene dado un ejemplo de adelgazamiento de una brida en dirección hacia la periferia. Para aumentar la rigidez y la estabilidad en sentido transversal a las bridas aligeradas se atribuye con frecuencia una forma cónica (fig. 51, *c*).

La preferencia de la reducción de los volúmenes de metal en los diámetros grandes, se debe tener en cuenta también al aligerar piezas pequeñas.

Por ejemplo, los muelles es mejor centrarlos por el diámetro interior (fig. 52, *b*), no por el exterior (fig. 52, *a*). La disminución del diámetro del collarín centrador da ganancia esencial en peso de las piezas centradoras.

Los casquillos se deben aligerar por el diámetro exterior (fig. 53, *b*), no por el interior (fig. 53, *a*). La relación del peso de los primeros casquillos al peso de los segundos es igual a (siendo

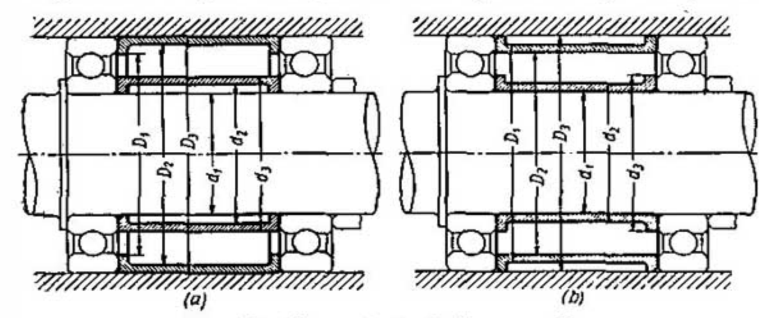



Fig. 53. Aligeramiento de los casquillos:
*a* — por el diámetro interior; *b* — por el diámetro exterior

igual el espesor de las paredes de los casquillos que comparamos): para el casquillo distanciador exterior

$$\frac{G_1}{G_2}=\frac{d_2+d_1}{d_3+d_1};$$

para el casquillo interior

$$\frac{g_1}{g_2}=\frac{d_3+d_1}{d_2+d_3}$$

y para las relaciones representadas en la figura, compone para el casquillo exterior $\frac{G_1}{G_2}=0{,}92$, para el casquillo interior $\frac{g_1}{g_2}=0{,}88$. Esta ventaja comparablemente pequeña (8—12%) no se debe despreciar, si se tiene en cuenta la difusión de semejantes piezas en la construcción de maquinaria.

### 3.0.8 Influencia de los redondeos, chaflanes y conos

El peso de las piezas puede reducirse esencialmente, aumentando los radios de conjugación de las paredes de la pieza, es decir, si se da a éstas contornos más suaves. La ganancia en el peso, al sustituir la conjugación en ángulo recto por la conjugación de redondeo de radio $R$, así como al aumentar el radio del redondeo puede valorizarse por las siguientes cifras.

*Caso 1.* Conjugación de dos paredes planas bajo ángulo (fig. 54, *a*). La ganancia ponderal como resultado del aumento del radio de

redondeo se caracteriza por la relación que se deduce fácilmente de la fig. 54, *a*

$$\frac{G}{G_o}=\frac{\pi}{4}\cdot\frac{1}{1-\frac{r}{R}\left(1-\frac{\pi}{4}\right)},$$

donde $r$ y $R$ son respectivamente los radios inicial y aumentado del redondeo;

$G$ y $G_o$ son los pesos respectivos de las conjugaciones.

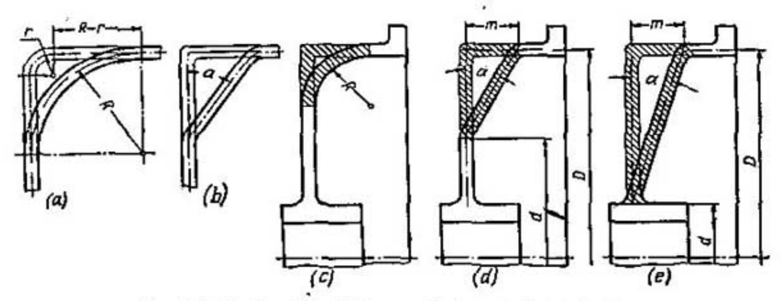



Fig. 54. Reducción del pesc de las conjugaciones

De esta expresión se desprende que la ventaja ponderal crece con el aumento de $R$. Para una conjugación ejecutada bajo ángulo recto ($r = 0$)

$$\frac{G}{G_o}=\frac{\pi}{4}=0{,}785,$$

es decir, la ganancia ponderal respecto de cualquier conjugación rectangular de igual extensión es 20%.

Una economía de tal orden puede obtenerse mediante el achaflanamiento de la conjugación de las paredes (fig. 54, *b*). La relación del peso $G$ de la unión achaflanada al peso $G_o$ de la unión bajo ángulo recto es

$$\frac{G}{G_o}=\frac{1}{\operatorname{sen}\alpha+\cos\alpha}.$$

Esta expresión tiene su valor mínimo siendo $\alpha = 45°$:

$$\frac{G}{G_o}=\frac{1}{\operatorname{sen}45°+\cos 45°}=0{,}71.$$

De este modo, la ganancia en peso en comparación con la conjugación bajo ángulo recto es $\sim 30\%$.

*Caso 2*. Conjugación de tres paredes planas recíprocamente perpendiculares. Al aumentar el radio del redondeo esférico desde $r$ hasta $R$, tenemos que

$$\frac{G}{G_o}=\frac{1}{\left(\frac{r}{R}\right)^2+\frac{6}{\pi}\left[1-\left(\frac{r}{R}\right)^2\right]}.$$

Para la conjugación ejecutada bajo ángulo espacial recto ($r = 0$),

$$\frac{G}{G_o}=\frac{\pi}{6}=0{,}52,$$

es decir, la ventaja es igual a un 48%.

Para el caso de achaflanamiento de una conjugación espacial de tres paredes recíprocamente perpendiculares bajo un ángulo de 45°

$$\frac{G}{G_o}=\frac{\operatorname{sen} 60^\circ}{3\operatorname{sen}^2 45^\circ}=0{,}57,$$

es decir, la ventaja es igual a un 43%.

Subrayamos que se trata de la reducción sólo del peso de la conjugación; la ganancia en peso de toda la pieza, naturalmente, depende de la relación del peso de las conjugaciones y del peso de toda pieza.

En la fig. 54, *c—e* se muestran procedimientos para aligerar las conjugaciones de cuerpos cilíndricos que se componen de una pared plana y de una virola, mediante la introducción de redondeos y chaflanes en el sector de la conjugación y la sustitución de la pared plana por un cono.

La disminución del peso, introduciendo redondeo (fig. 54, *c*) se expresa por la relación

$$\frac{G}{G_o}=\frac{\pi(1-R/D)}{2(2-R/D)},$$

donde $D$ es el diámetro de la virola.

Para la conjugación rectangular ($R = 0$)

$$\frac{G}{G_o}=\frac{\pi}{4}=0{,}785.$$

Por consiguiente, la ventaja ponderal al sustituir la conjugación rectangular por el redondeo es $\sim 20\%$.

La disminución del peso como resultado del achaflanamiento (fig. 54, *d*) o la sustitución de la pared plana por un cono (fig. 54, *e*) es

$$\frac{G}{G_o}=\frac{1}{\cos\alpha+\frac{2}{1+d/D}\operatorname{sen}\alpha}.$$

La relación $G/G_o$ se muestra en el diagrama de la fig. 55 en función del ángulo $\alpha$ de inclinación de la generatriz del cono para los distintos valores de $d/D$.

Como se ve del diagrama la atribución a las paredes de conicidad con ángulo de inclinación de las generatrices de hasta 60° da una ventaja ponderal considerable.

La reducción del peso, en el caso considerado, está condicionada principalmente por la disminución de la longitud de la virola a una magnitud $m$ (véase la fig. 54, *e*). Si la longitud de la virola *está prefijada*, la forma cónica condiciona el aumento del peso de la pared en la relación

$$\frac{G}{G_o}=\frac{1}{\cos\alpha}.$$

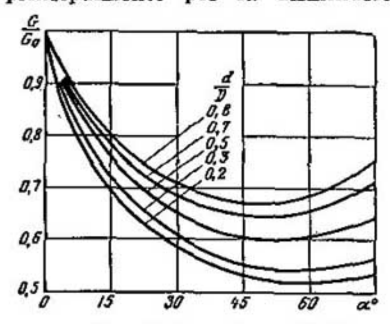


Fig. 55. Peso de las piezas cilíndricas conjugadas con cono, en función del ángulo $\alpha$

El aumento del peso es insignificante y compone un 4%, siendo $\alpha = 15°$ y un 6% siendo $\alpha = 20°$. Por eso, con esto frecuentemente se conforman, teniendo en cuenta que las paredes cónicas aumentan fuertemente la rigidez de la pieza.

No se aconsejan las formas cónicas para las piezas que giran a gran número de revoluciones, ya que en este caso las fuerzas centrífugas provocan una flexión espacial compleja del disco cónico, tendiendo a darle una forma plana.

### 3.0.9 Construcciones estampadas de chapa fina

Uno de los medios eficaces para disminuir el peso es la aplicación de construcciones estampadas de chapa fina (fig. 56).

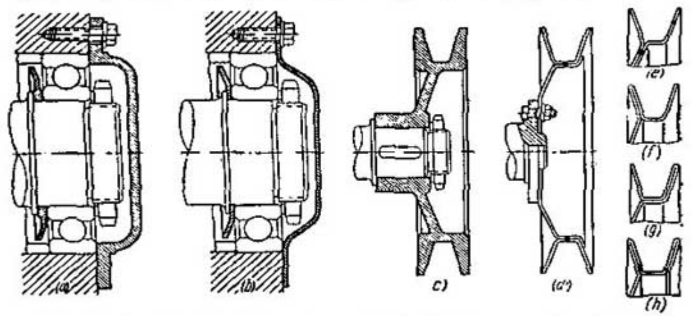


Fig. 56. Sustitución de las piezas de fundición por estampadas:
*a*, *b*—tapa de un conjunto de cojinete; *c*—*h*—polea de una transmisión por correa trapezoidal

Las piezas en forma de cuerpos de revolución semejantes a las representadas en la fig. 56, se fabrican por laminación en los tornos (en condiciones de producción por unidades o en series pequeñas) o por estampado. En la producción en grandes lotes, cuando la envergadura de la producción justifica la fabricación de estampas, es racional pasar las piezas de grandes dimensiones al estampado de chapa fina (tableros, paneles, fundas, diafragmas, carenados, revestimientos, etc.).

La resistencia mecánica y la rigidez disminuidas de las construcciones de chapa fina se compensan mediante la atribución de formas de concha o abovedadas, la ondulación, el abollamiento de relieves, rebordeado, introducción de vínculos, soldadura de perfiles de rigidez.

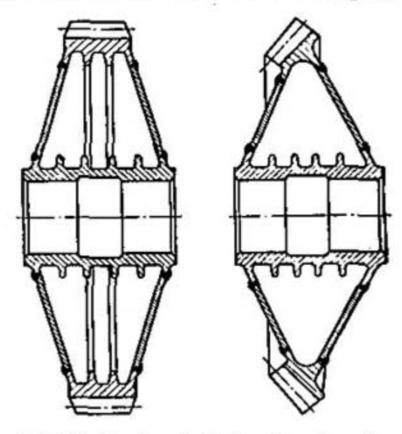


Fig. 57. Ruedas dentadas (construcciones de envoltura)

Las piezas de metales dúctiles (aceros pobres en carbono, duraluminio recocido o templado) para un espesor de las chapas no mayor de 3—4 mm se fabrican por estampado en frío y en el caso de embutición profunda, en varias operaciones con recocido intermedio para hacerlas lisas. Las piezas de chapa de un espesor en promedio mayor de 4 mm se estampan en caliente.

En la fig. 57 se muestran ejemplos de construcciones (de envoltura) soldadas de pared delgada.

En una serie de casos la disminución esencial del peso de las piezas tipo armazón puede lograrse mediante el empleo de *construcciones esqueléticas* (fig. 58). Por fundición se hacen sólo los elementos de la pieza que requieren una disposición recíproca exacta. Estos elementos se unen con vínculos fundidos aligerados. El esqueleto formado se cubre con un revestimiento de material de chapa fina.

En la fig. 58, *a* se representa la construcción inicial fundida en bloque. En esta construcción de la fig. 58, *b* se ha realizado el primer paso para obtener un aligeramiento: las dimensiones de la pieza fundida se han reducido; la superficie exterior necesaria para la designación funcional de la pieza se ha formado con el revestimiento de chapa delgada *1*. En la construcción esquelética de la fig. 58, *c* a la pieza fundida se le ha dado la forma de rejilla abierta que enlaza los salientes periféricos y el central; la rejilla está cerrada con revestimiento de chapa delgada.

En otra de las diversidades de la construcción esquelética (fig. 58, *d*) los salientes periféricos y central están enlazados con patas de sección en forma de *T*.

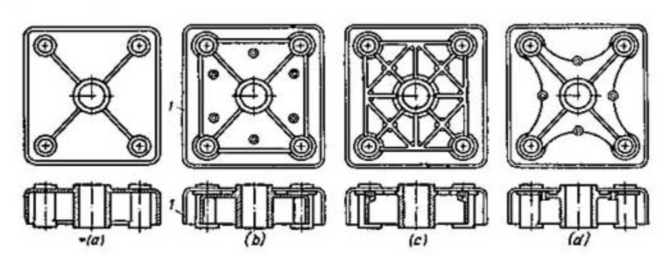



Fig. 58. Mesa de una pieza tipo armazón:
*a* — construcción fundida en bloque; *b* — *d* — construcciones esqueléticas con revestimiento de chapa delgada

El procedimiento para sujetar los revestimientos de acero, sin aplicar piezas de sujeción exteriores, se muestra en la fig. 59, *a*. Al revestimiento se sueldan por soldadura eléctrica de contacto

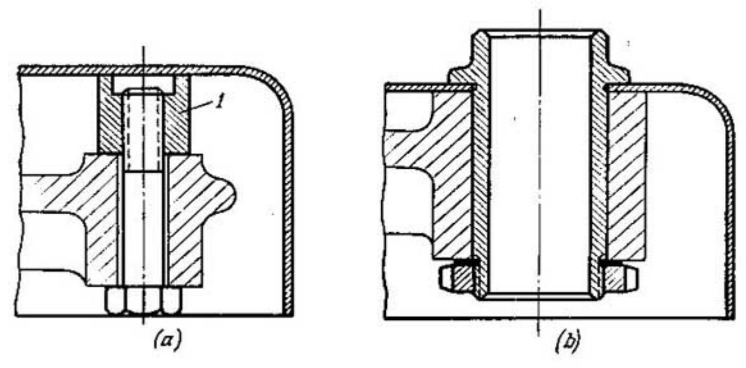



Fig. 59. Procedimientos para sujetar los revestimientos a cuerpos de fundición

los salientes *1*, con ayuda de los cuales el revestimiento se sujeta con tornillos al esqueleto fundido.

Si en la construcción hay manguitos separables, el revestimiento puede sujetarse empotrándolo debajo de la brida del manguito (fig. 59, *b*).

En algunos casos, es mejor soldar de chapa de acero las piezas tipo armazón. Con este procedimiento se fabrican piezas sencillas

del tipo de caja, por ejemplo, el cuerpo de las transmisiones. Su resistencia mecánica supera considerablemente la resistencia mecánica de los cuerpos (armazones) de hierro colado. Los cuerpos de forma compleja no es rentable fabricarlos por este procedimiento

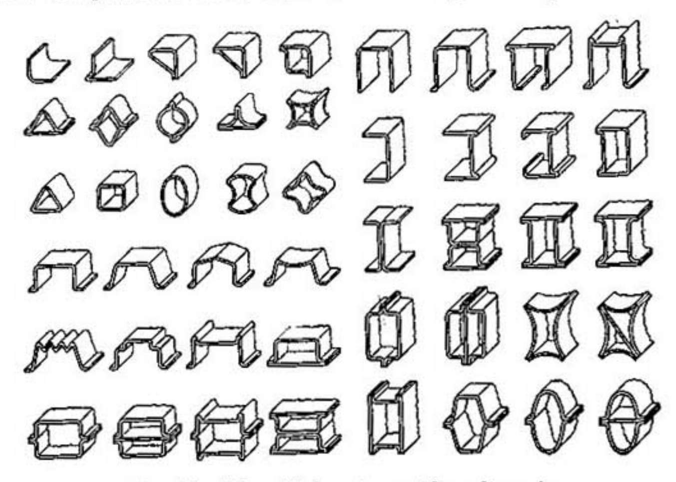


Fig. 60. Diversidades de perfiles aligerados

debido a la necesidad de fabricar un gran número de piezas brutas y al aumento del volumen de operaciones de soldadura.

En las construcciones de bastidor y de armadura la reducción considerable del peso puede lograrse aplicando perfiles doblados en frío, aligerados de material de chapa (fig. 60) que se fabrican en las máquinas de rodillos de doblar perfiles.

### 3.0.10 Extrusión

*La extrusión* (penetración del metal calentado hasta el estado plástico a través del agujero de la matriz) presenta grandes posibilidades para aligerar las piezas. En el presente se ha asimilado la extrusión no sólo para las aleaciones ligeras, sino también para los aceros.

Introduciendo en el agujero de la matriz mandriles perfilados puede darse al producto la forma compleja requerida por la designación funcional de la pieza. En particular, puede obtenerse perfiles racionales por su resistencia mecánica y rigidez con nervios interiores (fig. 61, *a*, *f*), con tabiques (fig. 61, *b*, *e*), con enlaces diagonales (fig. 61, *c*), perfiles celulares y apanalados (fig. 61, *d*, *g*, *h*).

Un interés particular representa la posibilidad de obtener por este procedimiento productos con *perfil variable por su longitud.* Tales perfiles se conforman mediante el desplazamiento programado de los mandriles respecto de la matríz, como resultado de lo cual

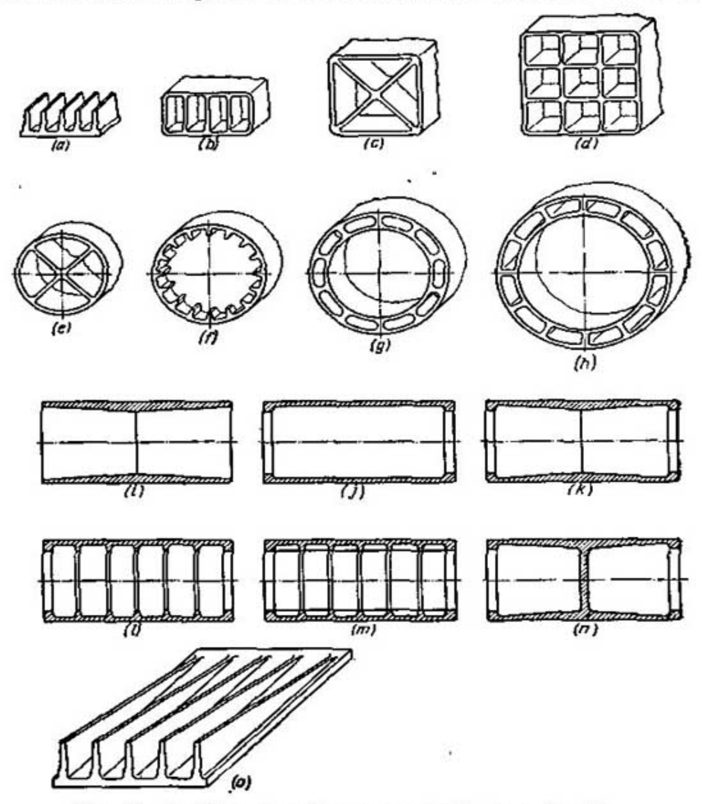



Fig. 61. Perfiles obtenidos por método de extrusión

varían sucesivamente las dimensiones y la forma de la sección que se perfila, por la cual sale el metal.

En el prensado de tubos puede obtenerse, aplicando un mandril escalonado y desplazándolo hacia adelante y hacia atrás según el programa prefijado, tubos de espesor variable (fig. 61, *i*), con engro-

samientos en los extremos (fig. 61, *j*, *k*), con nervios anulares interiores (fig. 61, *l*) y de barquillos (fig. 61, *m*) e incluso con tabiques (fig. 61, *n*). Dando al mandril rotación en el proceso de prensado, se obtienen nervios espirales interiores.

Con este procedimiento puede fabricarse también planchas con espesor de la hoja y altura de los nervios variables (fig. 61, *o*).

### 3.0.11 Influencia que ejerce el tipo de carga

La carga racional de las piezas con la utilización más completa del material es uno de los caminos fundamentales para disminuir el peso de la construcción.

En la fig. 62 se representa el cuadro de utilización del material para distintos tipos de carga de una pieza de sección redonda. La magnitud de las tensiones se muestra convencionalmente por el espesor de las líneas de trazos.

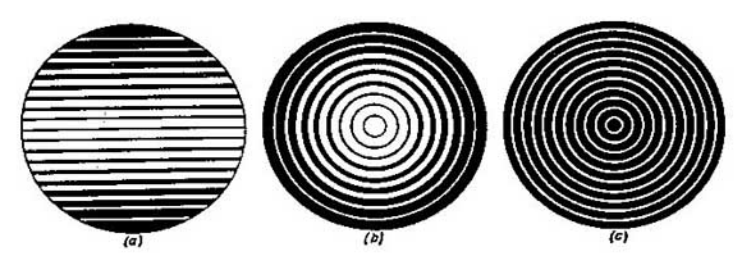



Fig. 62. Esquemas del reparto de las tensiones por la sección de una pieza cilíndrica a distintos tipos de carga:
*a* — flexión; *b* — torsión; *c* — tracción y compresión

En el caso de flexión (fig. 62, *a*) la sección trabaja preferentemente por los puntos extremos situados en el plano de la fuerza actuante. A medida que van acercándose al eje neutro las tensiones disminuyen hasta cero. En el caso de torsión (fig. 62, *b*) todos los puntos de la periferia están igualmente cargados. No obstante, las tensiones en las secciones anulares disminuyen a medida que se aproximan al centro, donde se hacen iguales a cero.

El caso más ventajoso es el de tracción y compresión (fig. 62, *c*), cuando todos los puntos de la sección trabajan a igual tensión y el material se usa más plenamente.

Donde sea posible conviene sustituir la flexión por la tracción y compresión. Las construcciones más ventajosas por el peso y la rigidez, son aquellas cuyos elementos trabajan preferentemente a la tracción y compresión (sistemas de armadura y de barras).

Allí, donde la flexión es inevitable por la designación funcional de la pieza, su influencia negativa conviene paralizarla con las siguientes medidas constructivas:

emplear secciones racionales con reparto del material en sentido de la acción de las tensiones máximas (secciones con distribución más uniforme de las tensiones);

disminuir el momento flector acortando el brazo de la fuerza flectora, es decir, disminuir el tramo entre los apoyos, disponer racionalmente el apoyo y eliminar la carga de consola que es la más desventajosa por la magnitud de las tensiones y deformaciones.

Con frecuencia la flexión surge en los sistemas que experimentan tracción y compresión, como resultado de la asimetría de las secciones, de la aplicación descentrada de la carga o de la forma curvilínea de la pieza.

Examinemos un ejemplo que demuestra la influencia que ejerce la aplicación descentrada de la carga en la magnitud de las tensiones en la pieza.

En la fig. 63, *a* se representa una barra de sección rectangular de ancho $a$ y de espesor $b$, traccionada con una fuerza $P$. En esta barra se ha hecho un alejamiento de material unilateral de ancho $an$ ($n = 0 \div 1$). La presencia de este alejamiento en la sección media de la barra provoca un momento flector igual al producto de la fuerza $P$ por el brazo $0{,}5\ an$.

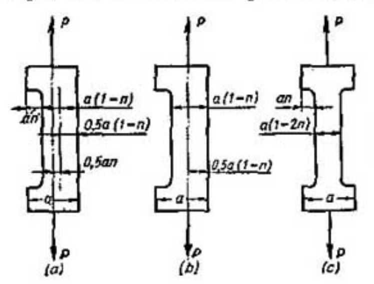



Fig. 63. Esquemas para determinar las tensiones en el caso de tracción excéntrica

La tensión máxima $\sigma$ de rotura en la sección media de la barra es igual a la suma de las tensiones de rotura por la acción de la fuerza $P$ y por la acción del momento $0{,}5\ P\ an$.

$$\sigma = \frac{P}{ab\,(1-n)} + \frac{0{,}5\cdot 6Pan}{ba^2\,(1-n)^2}. \tag{39}$$

Supongamos que la fuerza $P$ está aplicada en el centro de la sección media (fig. 63, *b*). La tensión de rotura en la sección media en este caso es

$$\sigma_1 = \frac{P}{ab\,(1-n)}. \tag{40}$$

Dividiendo la expresión (39) entre la (40), tendremos

$$\frac{\sigma}{\sigma_1} = 1 + \frac{3n}{1-n}.$$

En la fig. 64 se representa la relación $\sigma/\sigma_1$ en función de $n$. Como se ve de la figura, la aplicación excéntrica de la fuerza $P$ provoca un aumento de las tensiones de rotura, tanto mayor, cuanto mayor es la excentricidad. Así, siendo $n = 0{,}25$, la tensión es 2 veces mayor que en el caso de acción de la carga por el centro. Por consiguiente, esta sencilla medida, como el traslado del punto de aplicación de la fuerza $P$ al centro de la sección (en el caso considerado a $0{,}125a$) reduce la tensión en la barra 2 veces.

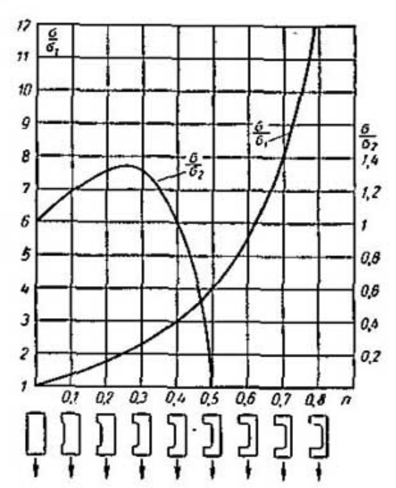



Fig. 64. Relaciones de las tensiones en función de la anchura relativa $n$ de los rebajes

Otro procedimiento de refuerza es el alejamiento simétrico del metal en el lado opuesto de la barra (fig. 63, *c*). A pesar del reducimiento de la sección, las tensiones disminuyen debido a la eliminación del momento flector. La tensión en este caso es

$$\sigma_2 = \frac{P}{ab\,(1-2n)}\,. \tag{41}$$

Dividiendo la expresión (39) entre la (41), tendremos que

$$\frac{\sigma}{\sigma_2} = \frac{1-2n}{1-n} + \frac{3n\,(1-2n)}{(1-n)^2}\,. \tag{42}$$

En la fig. 64 se ha construido la curva de los valores de $\sigma/\sigma_2$ en función de $n$, calculados a base de la ecuación (42). La introducción del alejamiento simétrico de material asegura en el intervalo $n$ desde 0 hasta 0,4 una determinada ventaja en la resistencia mecánica. Siendo $n = 0{,}25$, cuando $\sigma/\sigma_2 = \text{máx}$, la ventaja es igual a un 25%. Siendo $n = 0{,}4$ las barras con alejamiento de material unilateral y bilateral se hacen de igual resistencia.

En la fig. 65 se da un ejemplo de carga de una biela por la fuerza de compresión. La aplicación excéntica de la carga (fig. 65, *a*) provoca en el cuerpo de biela tensiones de flexión complementarias, debido a lo cual hay que aumentar la sección del cuerpo y, por consiguiente, también el peso de la construcción.

La misma insuficiencia, pero en menor grado, es inherente de la construcción mostrada en la fig. 65, *b*. Aquí, la flexión excéntrica surge a consecuencia de la asimetría de la sección del cuerpo respecto al sentido de acción de las fuerzas.

Fig. 65. Descarga de la biela de la flexión

La construcción racional es la construcción con secciones simétricas respecto de la carga (fig. 65, *c*). En este caso, la carga se reduce a compresión pura; a otras condiciones iguales el peso de la construcción resulta mínimo.

En las piezas que experimentan flexión, la asimetría de las secciones provoca torsión (fig. 66) y la aparición de tensiones excesivas de cizallamiento que se suman con las tensiones de flexión.

Como ejemplo constructivo, en la fig. 67 se muestra una palanca, en cuyos extremos se han aplicado fuerzas que actúan en el plano A—A. Debido al desplazamiento del plano de acción de las fuerzas respecto del vástago, éste se somete a torsión (fig. 67, *a*, *b*). En la fig. 67, *c* se muestra una construcción correcta con secciones simétricas respecto a la acción de las fuerzas.

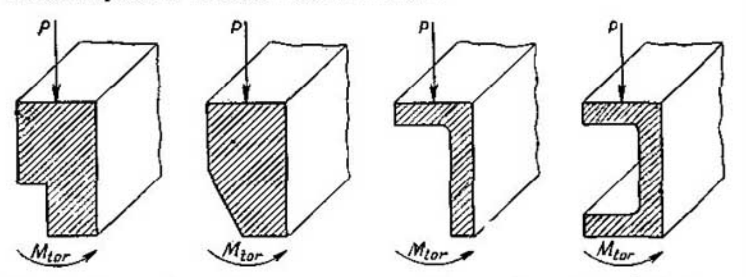



Fig. 66. Formas de sección que provocan torsión complementaria al flexionar la pieza con la fuerza *P*

En las piezas que se someten a flexión pura, es racional introducir cierta asimetría de las secciones con el fin de disminuir las tensiones de tracción a costa de aumentar las tensiones de compresión.

La mayoría de los materiales de construcción resisten mejor la compresion que la tracción. La destrucción casi siempre se origina en los sectores que se someten a tracción y no a la compresión, puesto que lo primero contribuye a la revelación de los defectos interiores del material (microgrietas, microporos, etc.), que agrandándose bajo la acción de las tensiones de tracción, dan comienzo a la destrucción. Las tensiones de compresión, por el contrario, contribuyen a tapar los microdefectos.

Esta propiedad está bruscamente expresada en particular en los metales dúctiles. Como ilustración en la fig. 68 se muestra el diagrama de carga a la

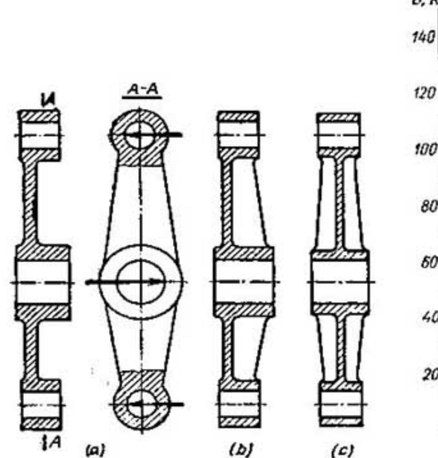


Fig. 67. Liquidación de la torsión en una palanca

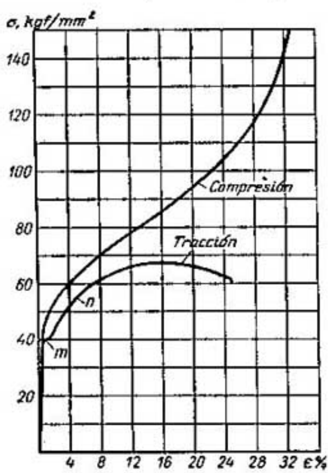


Fig. 68. Curvas de carga a la tracción y compresión de probetas de igual diámetro, hechas de acero plástico (acero 20)

tracción y compresión de probetas de acero pobre en carbono. En el caso de tracción, el material pasa por fases bien conocidas: después de la deformación elástica el metal comienza a fluir (sector $m$) y se endurece debido a la deformación en frío (sector $n$). Al alcanzar el límite de rotura, se inicia la formación del cuello que termina con la rotura frágil de la probeta.

Absolutamente de otro modo se comporta el material en condiciones de compresión. Después del período de las deformaciones elásticas, se endurece continuamente como resultado de la deformación en frío, así como debido al aumento de las dimensiones transversales de la probeta (aplastamiento acubado). El material dúctil cualesquiera que sean las condiciones no se puede llevar hasta la rotura.

En los materiales frágiles (por ejemplo, hierro colado) en el caso de compresión comienza la rotura frágil que se inicia con la formación de grietas y termina con la fragmentación de la probeta. Sin embargo, para estos materiales es característica una brusca anisotropía de las cualidades mecánicas a la tracción y compresión. La resistencia, por ejemplo, del hierro colado a la compresión es 2,5—4 veces mayor que su resistencia a la tracción.

Los metales que ocupan por la ductilidad una posición intermedia entre los casos extremos aportados, como regla, también resisten mejor la compresión que la tracción. Así, la resistencia a la compresión del acero 45 templado y revenido a 100 °C, del aluminio D16 después del temple y envejecimiento y del latón duro Л070-1 sobrepasa su resistencia a la tracción en 1,3—1,5; 1,6—1,8 y en 2—2,2 veces respectivamente.

Una excepción de la regla general son las aleaciones a base de magnesio que resisten la compresión peor que la tracción.

Ejemplos de carga racional e irracional de perfiles a la flexión se muestran en la fig. 69. El nivel reducido de las tensiones de tracción (fig. 69, *b*, *d*) contribuye (a pesar del aumento simultáneo de las tensiones de compresión) al endurecimiento de la pieza.

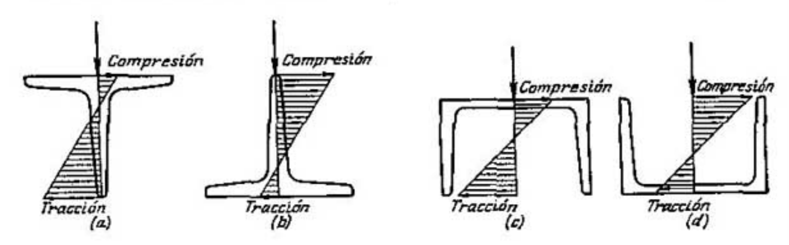



Fig. 69. Esquemas de carga de perfiles asimétricos (los diagramas de tensiones se han abatido convencionalmente al plano del dibujo):
*a*, *c* — irracionales; *b* — racionales

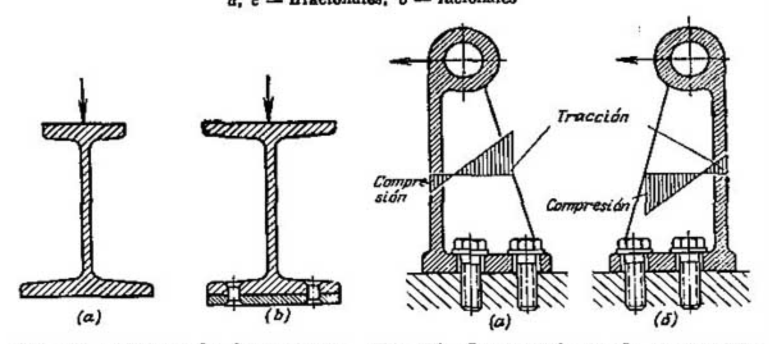



Fig. 70. Refuerzo de los sectores de la sección sometidos a tensiones de tracción

Fig. 71. Construcciones de un soporte de fundición:
*a* — irracional; *b* — racional

En las construcciones aportadas en la fig. 69, *a* y *b*, la relación entre las tensiones máximas de compresión y tracción viene dada por la forma del perfil y no siempre es óptima.

En promedio la relación entre las tensiones admisibles de compresión y tracción para los aceros se encuentra en los límites de

(1,2 ÷ 1,5) : 1. Para utilizar esta relación es racional aplicar los perfiles débilmente asimétricos del tipo representado en la fig. 70, *a*. Los sectores que se someten a tensiones de tracción, es ventajoso reforzarlos con cubrejuntas de material más resistente que el del que se ha ejecutado la pieza fundamental (fig. 70, *b*).

Para los materiales con elevada asimetría de las propiedades de resistencia y que resisten la compresión considerablemente mejor que la tracción (fundición gris, plásticos) la relación entre la tensión máxima de compresión y tracción es racional aumentarla en relación a la resistencia a la compresión y tracción.

En la fig. 71 se representa un ejemplo de construcciones racional e irracional de una pieza de fundición gris sometida a flexión.

## 3.1. Perfección del esquema constructivo

Las mayores posibilidades para disminuir el peso están inculcadas en la aplicación de esquemas constructivos racionales con el menor número de piezas y con la corriente más ventajosa del flujo de fuerza que garantice compactibilidad y pequeñas dimensiones de la construcción.

### 3.1.1 Disminución del número de eslabones

La eliminación de los eslabones excesivos del mecanismo contribuye a una considerable reducción del peso del conjunto. De ejemplo nos puede servir la supresión de la cruceta (fig. 75, *a*) en los motores alternativos que antes se colocaba con el fin de descargar las paredes del cilindro de los esfuerzos laterales provocados por la inclinación de la biela, al girar la manivela. Resultó que la función de la cruceta puede cumplirla el émbolo, si se aumenta su altura y se mejora la lubricación. Los motores sin cruceta (fig. 72, *b*) tienen casi el doble menos de altura.

De otro ejemplo nos puede servir el mecanismo de accionamiento por leva (fig. 73, *a*, *b*). En la construcción representada en la fig. 73, *a*, la leva actúa sobre la palanca oscilante por intermedio del empujador. En muchos casos puede emplearse un esquema más racional para accionar la palanca oscilante directamente por la leva (fig. 73, *b*). Además de reducir el número de piezas y disminuir las dimensiones exteriores este esquema asegura un cierre de fuerzas más favorablemente. En la primera construcción las fuerzas se cierran en el sector $h$ del cuerpo que debe poseer la suficiente resistencia mecánica para soportar los esfuerzos del accionamiento. En la segunda construcción la extensión del sector cargado $h_1$ es considerablemente menor, lo que contribuye a disminuir complementariamente el peso.

Fig. 72. Eliminación de los eslabones sobrantes en un motor de émbolo

Fig. 73. Eliminación de los eslabones sobrantes en un accionamiento de levas

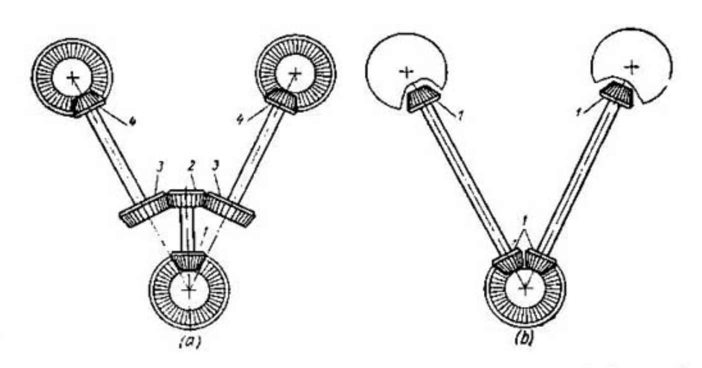



Fig. 74. Eliminación de los eslabones sobrantes en una transmisión angular

En el conjunto del accionamiento de dos árboles por ruedas dentadas cónicas (fig. 74) la eliminación de eslabones excesivos disminuye el peso de la construcción y conduce a la reducción del número de denominaciones de ruedas dentadas desde 4 (fig. 74, *a*) hasta 1 (fig. 74, *b*).

### 3.1.2 Compactibilidad de las construcciones

La disposición racional de las piezas y de los mecanismos orientada a disminuir el volumen y las dimensiones exteriores disminuye considerablemente el peso de las máquinas. De ejemplo nos puede servir el reductor de dos escalones (fig. 75).

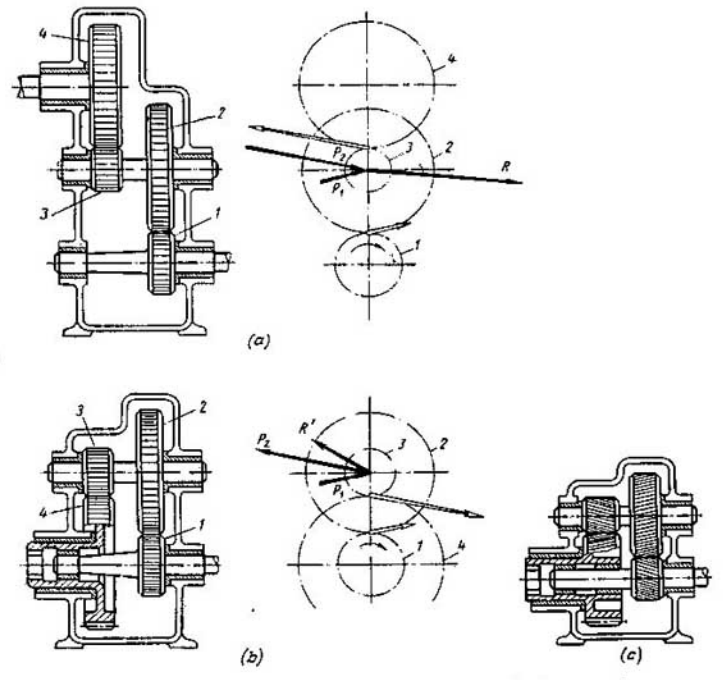



Fig. 75. Disminución del peso de un reductor de dos escalones

La construcción inicial (fig. 75, *a*) ejecutada según el esquema a plantilla con disposición « de varios pisos» de los árboles puede hacerse más compacta y ligera, si la rueda dentada extrema *4* de

esta combinación se col ca coaxialmente con la rueda inicial *1* (fig. 75, *b*).

Además, con esta disposición de las ruedas *1* y *4* bajan considerablemente los esfuerzos que actúan sobre las ruedas intermedias *2* y *3* y que determinan la carga sobre los cojinetes, y disminuyen también las cargas sobre la pared del cuerpo. En el esquema por la fig. 75, *a* las fuerzas $P_1$ y $P_2$ del accionamiento desde las ruedas inicial y final están dirigidas hacia un mismo lado; la resultante $R$ tiene una gran magnitud. En el esquema por la fig. 75, *b* los esfuerzos están dirigidos hacia distintos lados, gracias a lo cual la resultante $R'$ disminuye considerablemente.

La ulterior reducción de las dimensiones exteriores y del peso puede realizarse disminuyendo el diámetro de las ruedas dentadas (fig. 75, *c*). El aumento de los esfuerzos circunferenciales puede compensarse aumentando la longitud del diente, pasando al diente

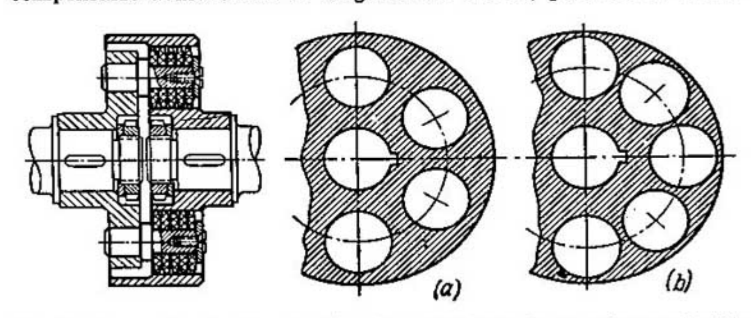



Fig. 76. Aprovechamiento racional de las dimensiones de un embrague flexible

oblicuo o bihelicoidal, fabricando ruedas de materiales más resistentes y duros y empleando una lubricación más racional.

Se debe utilizar, por todos los medios las dimensiones exteriores para disponer el mayor número posible de elementos de trabajo. Este principio que puede llamarse principio del *empaquetamiento compacto* permite conseguir una considerable ventaja en las dimensiones exteriores y el peso.

En la fig. 76, *a* se representa un acoplamiento amortiguador que transmite momento torsional por intermedio de seis paquetes de arandelas de material elástico. En las mismas dimensiones pueden ubicarse ocho paquetes (fig. 76, *b*). El momento torsional que se transmite en este caso aumenta 1,33 veces. Por consiguiente, para un momento torsional prefijado pueden disminuirse las dimensiones y el peso del acoplamiento.

El embrague de rueda libre de construcción primitiva (fig. 77, *a*) consta de tres bolas colocadas en las ranuras inclinadas del disco macho e impulsados por muelles a la posición apretada.

Si se sustituyen las bolas por rodillos con el aumento de su número (fig. 77, *b*) la capacidad portadora del acoplamiento aumenta considerablemente.

En la construcción aún más compactamente empaquetada fig. 77, *c*) los elementos que transmiten el momento torsional,

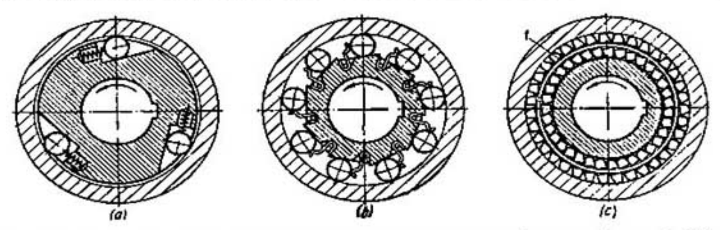



Fig. 77. Aumento de la capacidad portante de un embrague de rueda libre

están ejecutados en forma de prismas, cada uno de los cuales está inclinado respecto de la dirección radial bajo un ángulo menor que el ángulo de rozamiento. El anillo abrazadera seccionado de muelle *1* gira constantemente los prismas a la posición apretada. En este caso, para transmitir el momento torsional se utiliza prácticamente toda la periferia del disco macho. La capacidad portante de esta construcción es decenas de veces mayor que la capacidad portante de la construcción inicial.

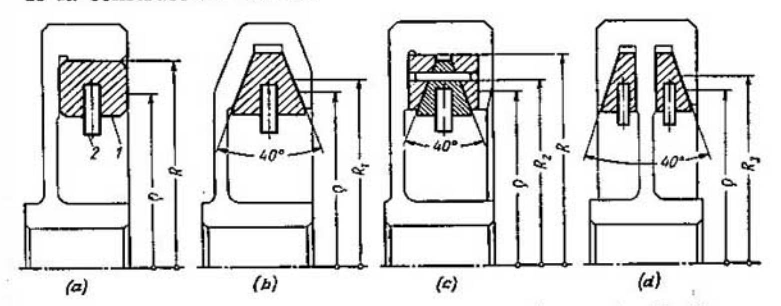



Fig. 78. Utilización racional del material en un embrague de fricción centrífugo

Un ejemplo demostrativo de la utilización racional del material se da en la fig. 78 que representa un embrague centrífugo de fricción. En el esquema según la fig. 78, *a* el elemento propulsor es el juego de dados de bronce *1* ejecutados en forma de segmentos anulares unidos con los pasadores *2* con perro de arrastre (en la figura no se muestra).

La fuerza propulsora es igual al producto de la fuerza centrífuga $P_{cent}$ de los dados por el coeficiente de rozamiento $f$ entre los dados y las superficies de rozamiento de la pieza accionada y es proporcional al cuadrado del número de revoluciones del perro de arrastre. El momento torsional que transmite el embrague es

$$M = P_{cent} f R = \frac{G}{g} \omega^2 \rho f R,$$

donde $G$ es el peso total de los dados, en kg;

$g$ es la constante gravitatoria ($g = 981$ cm/s²);

$\omega$ es la velocidad angular, en s;

$\rho$ es la distancia desde el eje de rotación hasta el centro de gravedad de los dados, en cm;

$R$ es el radio de la superficie de rozamiento (radio de rozamiento), en cm.

En la construcción representada en la fig. 78, *b* se han empleado dados de sección trapezoidal colocados en la entalla bicónica de la pieza propulsada. A diferencia de la primera construcción, que tiene una superficie de rozamiento (cilíndrica), aquí hay dos superficies cónicas de rozamiento.

Gracias a la forma de cuña de los dados, el momento torsional que se transmite por el embrague, en otras condiciones iguales (con la misma masa de los dados y el radio $\rho$) aumenta en $\frac{1}{\operatorname{sen}\alpha/2} \cdot \frac{R}{R_1}$ veces, donde $R_1$ es el nuevo valor del radio de rozamiento.

Designemos los momentos torsionales transmitidos por los embragues de fricción representados en la fig. 78, *a* y *b*, respectivamente por $M_I$ y $M_{II}$.

Para las relaciones aportadas en la fig. 78, *b*

$$\frac{M_{II}}{M_I} = \frac{1}{\operatorname{sen}\alpha/2} \cdot \frac{R}{R_1} = \frac{1}{\operatorname{sen} 20^\circ} \cdot 0{,}9 = 2{,}7.$$

De este modo, el momento que transmite el embrague, con el mismo peso de los dados, crece casi 3 veces en comparación con el caso de la fig. 78, *a*.

En la construcción según la fig. 78, *c* cada dado está dividido en tres partes: la interior de perfil trapezoidal y las laterales de perfil triangular. La fuerza centrífuga de este dado compuesto, que actúa sobre la superficie cilíndrica de rozamiento de la pieza propulsada, es igual (a igualdad de la masa de los dados y del radio $\rho$) a la fuerza centrífuga que surge en la primera construcción (fig. 78, *a*). Al mismo tiempo, el elemento trapezoidal interior, actuando en los elementos laterales, semejantemente a una cuña, provoca las fuerzas transversales complementarias $\frac{P_{cent}}{\operatorname{tg}\alpha/2}$ ($P_{cent}$ es la fuerza centrífuga del elemento interior) soportadas por las mandíbulas de la pieza propulsada.

En el caso dado son tres las superficies de rozamiento: una cilíndrica y dos planas.

El momento torsional complementario es

$$M_{\text{com}} = M_{\text{I}} \frac{G'}{G} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha/2} \cdot \frac{R_2}{R},$$

donde $G'/G$ es la relación entre el peso de los elementos interiores de los dados y su peso total;

$R_2$ es el radio de rozamiento en las mandíbulas de la pieza propulsada.

La relación del momento torsional total $M_{\text{III}}$, transmitido por el embrague, al momento torsional $M_{\text{I}}$ en la construcción inicial es

$$\frac{M_{\text{III}}}{M_{\text{I}}} = 1 + \frac{G'}{G} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha/2} \cdot \frac{R_2}{R_1}.$$

Para las relaciones adoptadas en la fig. 78, *c*,

$$\frac{M_{\text{III}}}{M_{\text{I}}} = 1 + 0{,}6 \frac{1}{\operatorname{tg} 20^\circ} \cdot 0{,}9 = 2{,}5.$$

De este modo, como resultado de la división de los dados, sin aumentar su peso, el momento torsional que se transmite crece 2,5 veces en comparación con la construcción inicial.

Si se emplean dos filas de dados de perfil trapezoidal (fig. 78, *d*), entonces cada uno de ellos actuará sobre dos superficies: la cónica (mandíbulas) y la plana (disco central de la pieza propulsada). En total en el embrague hay cuatro superficies de rozamiento. En el caso de igualdad del peso total de los dados y de la distancia $\rho$ el momento torsional en esta construcción será mayor que en la inicial, en la relación

$$\frac{M_{\text{IV}}}{M_{\text{I}}} = \left( \frac{1}{\operatorname{sen} \alpha/2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha/2} \right) \frac{R_3}{R_1}.$$

Para las relaciones adoptadas en la fig. 78, *d*

$$\frac{M_{\text{IV}}}{M_{\text{I}}} = \left( \frac{1}{\operatorname{sen} 20^\circ} + \frac{1}{\operatorname{tg} 20^\circ} \right) 0{,}9 = 5{,}2.$$

La ganancia fundamental en este caso está condicionada por la disminución del ángulo de cuña de los dados en el doble en comparación con el caso de la fig. 78, *b*. Un resultado análogo puede obtenerse en la construcción de la fig. 78, *b*, disminuyendo el ángulo de cuña de los dados desde $\alpha = 40^\circ$ hasta $\alpha = 20^\circ$. No obstante, las cargas específicas sobre las superficies de rozamiento, en este caso, serán dos veces mayores que en la construcción de la fig. 78, *d*.

Así, la atribución de formas racionales permite, con el mismo peso de los elementos propulsores, aumentar el momento torsional que transmite la unión más de 5 veces. De aquí también la deducción inversa: para una magnitud prefijada del momento torsional con los mismos procedimientos constructivos pueden considerablemente reducirse las dimensiones y el peso.

### 3.1.3. Influencia que ejerce el esquema de fuerza

El peso de una construcción depende en mucho del *esquema de fuerza*, es decir, del procedimiento de percepción y cierre de las cargas principales que actúan sobre la construcción. El esquema de fuerza es racional, si las fuerzas se cierran en un corto sector con ayuda de los elementos que trabajan preferentemente a la tracción o a la compresión. Es racional utilizar los elementos presentes de la construcción; la introducción de elementos especiales va acompañada del aumento del peso.

El accionamiento de la máquina desde un motor eléctrico con ayuda de transmisión por cadena por intermedio de un reductor (fig. 79, *a*) no es racional. La fuerza transversal que surge en las estrellas propulsoras de la máquina y del reductor carga los árboles, la armazón de la máquina y el cuerpo del reductor. Esta instalación se distingue además por sus grandes dimensiones exteriores. Es más racional el accionamiento desde un motor eléctrico de brida por intermedio de un reductor coaxial montado directamente en la armazón de la máquina (fig. 79, *b*). En este caso, las fuerzas de reacción del accionamiento se equilibran por el camino más corto en el cuerpo del reductor, sin provocar cargas complementarias en los elementos del sistema. Las dimensiones exteriores de la instalación se reducen bruscamente. Además, en este caso, todos los mecanismos accionadores, resultan cerrados, lo que permite organizar su lubricación correcta.

En la fig. 79, *c—e* se muestran los esquemas de fuerza fundamentales que se aplican en las construcciones modernas de los motores de bloques de combustión interna con bloque separable de los cilindros.

La transmisión de las fuerzas de la explosión al cárter es posible por tres procedimientos fundamentales: por intermedio de las camisas de los cilindros (fig. 79, *c*), de los cilindros (fig. 79, *d*) o de los espárragos de apriete (fig. 79, *e*). El primer esquema se llama *esquema de camisas portantes*, el segundo, *esquema de cilindros portantes*, el tercero, *esquema de espárragos portantes*.

La insuficiencia del primer esquema es que las fuerzas de la explosión las soportan las paredes de fundición de las camisas que poseen baja resistencia mecánica. Esto exige el aumento de la sección de las paredes.

En el esquema de la fig. 79, *d* los esfuerzos de la explosión los soportan las paredes de los cilindros de acero. Ya que las paredes de los cilindros por condiciones tecnológicas no se pueden hacer más delgadas de un determinado mínimo, éstas, por regla general, poseen reserva de resistencia mecánica contra la acción de las fuerzas de los gases. Por consiguiente, pueden cargarse con apretura sin aumentar complementariamente las secciones. Esto hace que el esquema de cilindros portantes, en principio, sea el más ligero. La construcción según la fig. 79, *e* es más pesada que las dos anteriores

debido a los espárragos de apriete, cuyo papel en los primeros casos lo desempeñan los elementos presentes (en la fig. 79, *c*, la camisa y en la fig. 79, *d*, los cilindros), indispensables en la construcción del motor.

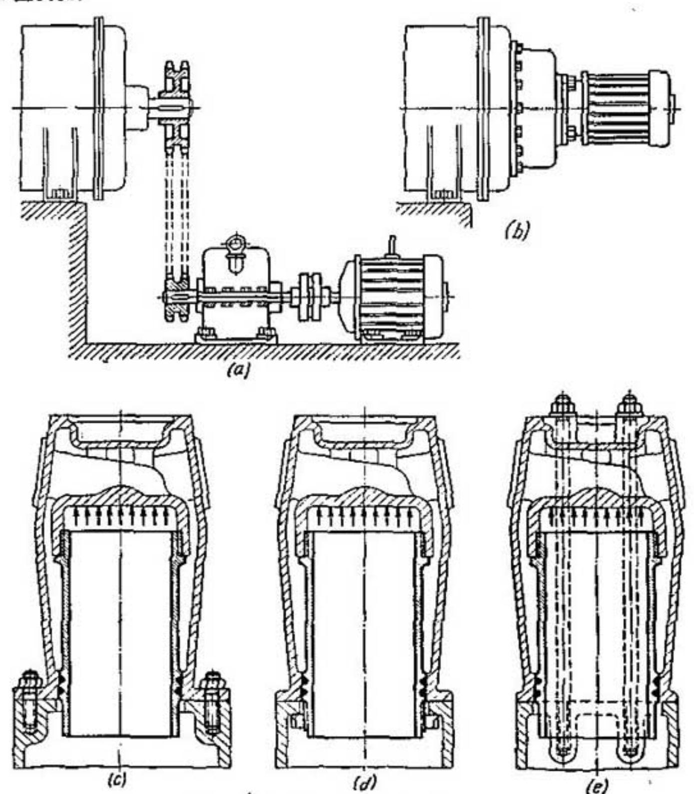



Fig. 79. Esquemas de fuerza:
*a*, *b* — del accionamiento de una máquina; *c* — *e* — de motores de combustión interna en bloque

En la fig. 80 se muestran esquemas de fuerza de los rotores de turbinas con juegos de álabes.

El rotor macizo forjado en bloque *1* es extremadamente no ventajoso por el peso. Algo mejor es la construcción *2* con aligeramiento por los extremos.

El rotor de tambor hueco *3* pesa poco, pero es insuficientemente resistente y rígido contra las acciones de las fuerzas centrífugas de los álabes.

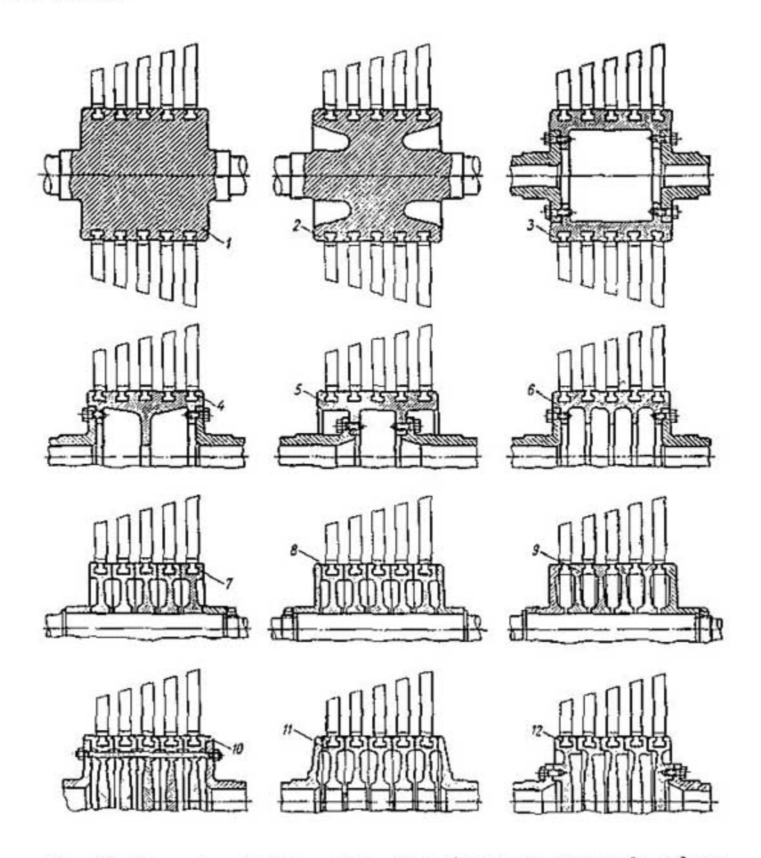



Fig. 80. Esquemas de los rotores de turbinas con juegos de paletas

En las construcciones *4—6* el tambor está reforzado contra la flexión con nervios anulares interiores.

En las construcciones de disco más resistentes y ligeras *7—12* las fuerzas centrífugas son recibidas por los discos que trabajan a la tracción.

Los discos pueden unirse en conjunto por apretura en el árbol central (rotores *7—9*), por apretura con los pernos periféricos (rotor *10*) o por soldadura (rotores *11—12*).

En la construcción *7* los discos están apretados en el árbol central por el cubo, debido a lo cual en ellos se crean tensiones indeseables de flexión. Esta insuficiencia se ha eliminado en la construcción *8*, donde los discos están apretados por las llantas.

En la construcción original del rotor *9* los discos están dispuestos entre los álabes. Esta construcción alivia la fabricación de las ranuras y el montaje de los álabes.

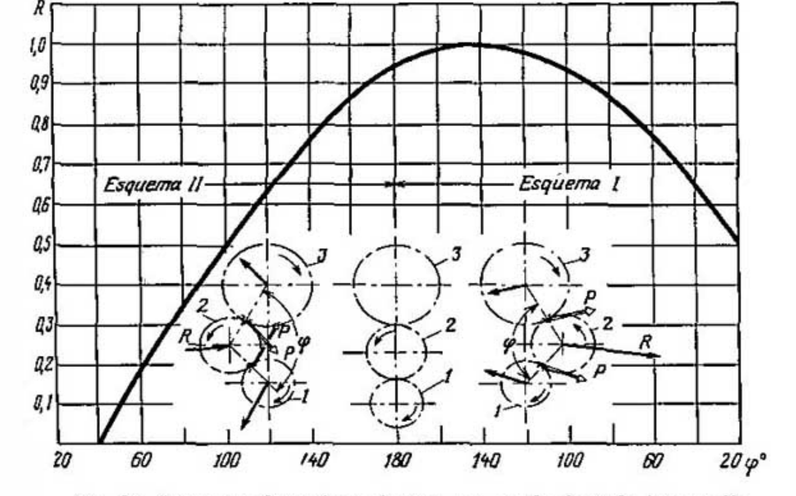



Fig. 81. Esquemas de accionamientos con rueda dentada intermedia

Las construcciones soldadas se representan en dos diversidades. En el primer caso (rotor *11*) los discos durante la soldadura se centran el uno respecto del otro con ayuda de un mandril-falso introducido en los agujeros centrales que debilitan los discos.

En la construcción *12* los discos se centran por los collarines ejecutados en las llantas. Esto permite hacer los discos continuos.

En la fig. 81 se muestra un ejemplo de mejoramiento del esquema de fuerza en el conjunto de la transmisión dentada con rueda intermedia. La disposición de la rueda ejerce gran influencia en la magnitud de la carga que actúa sobre los apoyos de las ruedas dentadas.

Supongamos que la rueda pequeña *1* es la propulsora y gira en sentido de las agujas del reloj. La disposición de la rueda intermedia a la derecha del eje de la transmisión (esquema *I*) es desventajosa.

Los esfuerzos del accionamiento $P$ que actúan sobre la rueda intermedia *2*, componiéndose vectorialmente, dan una fuerza considerable $R$ que carga los apoyos de la rueda.

Es mejor disponer la rueda intermedia a la izquierda (esquema *II*). En este caso los esfuerzos $P$, componiéndose vectorialmente, en sumo grado se equilibran el uno con el otro: la fuerza resultante $R$ que carga los apoyos de la rueda *2* disminuye esencialmente.

La magnitud de la fuerza resultante, tanto en el primer caso como en el segundo depende del ángulo $\varphi$ entre las líneas que unen los centros de las ruedas dentadas *2—3* y *2—1*.

Para el esquema *I*

$$R = 2P \operatorname{sen} (\varphi/2 + \alpha); \tag{43}$$

para el esquema II

$$R = 2P \operatorname{sen} (\varphi/2 - \alpha). \tag{44}$$

donde $P$ es el esfuerzo circunferencial en la rueda propulsora;

$\alpha$ es el ángulo de engrane (para el engrane estandartizado $\alpha = 20°$).

En la fig. 81 se representa el cambio de la fuerza $R$ en función de la magnitud del ángulo $\varphi$. Por unidad se ha adoptado la magnitud de la fuerza $R$ en el caso más desventajoso, cuando la rueda intermedia se encuentra a la derecha y $\varphi = 140°$ $[R = 2P \operatorname{sen} (70° + 20°) = 2P]$.

Del gráfico se ve que la magnitud de la fuerza $R$ en el esquema *II*, a iguales valores del ángulo $\varphi$, es considerablemente menor que en el esquema *I*. Por ejemplo, siendo $\varphi = 100°$ la fuerza resultante en el esquema *II* ($R = 0{,}5$) es casi 2 veces menor que en el esquema *I* ($R = 0{,}95$).

Por consiguiente, una medida constructiva tan sencilla como el traslado de la rueda intermedia de un lado a otro, puede garantizar una ventaja esencial en el esquema de fuerza de la transmisión y disminuir bruscamente la magnitud de las fuerzas que actúan en la construcción.

Siendo $\varphi = 40°$ en el esquema *II* $R = 0$. Prácticamente este caso no es real, ya que la rueda intermedia en este caso adquiere un diámetro excesivamente grande. Los valores reales mínimos del ángulo $\varphi = 80 \div 60°$.

Al cambiar la dirección de rotación de la rueda propulsora *1*, en comparación con la representada en la figura, es ventajosa la disposición de la rueda intermedia a la derecha. Exactamente igual es ventajoso disponerla a la derecha, si para la dirección dada de rotación la rueda propulsora es la rueda grande *3*.

La regla general de disposición racional de la rueda intermedia puede formularse así: es ventajosa la disposición, con la cual el esfuerzo de la rueda propulsora *obliga* a engranar a la intermedia. Es desventajoso el caso cuando la rueda propulsora como si *desenclavara* la intermedia.

### 3.1.4 Esquema de flujos múltiples

Una considerable ganancia ponderal puede obtenerse aplicando *esquemas de flujos múltiples*, es decir, con la división del flujo de fuerza en varios ramales en paralelo. Como ejemplo de ramificación nos puede servir la transmisión del momento torsional por inter-

medio de varias ruedas dentadas que trabajan en paralelo (transmisiones en cascada, transmisiones planetarias de satélites múltiples).

La ventaja que puede obtenerse en el caso de aplicación de esquemas de flujos múltiples se ilustra en la fig. 82 que representa las

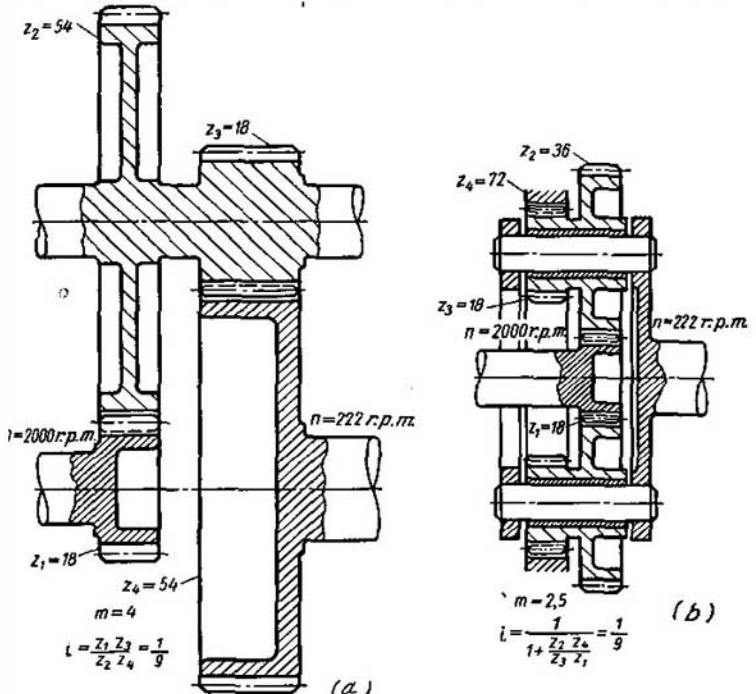



Fig. 82. Dimensiones comparativas de transmisiones de un escalón (*a*) y de escalones múltiples (*b*)

dimensiones comparables de transmisiones: de un escalón (fig. 82, *a*) y planetaria de cuatro satélites (fig. 82, *b*) con la misma relación de engranaje calculados para transmitir una misma potencia.

### 3.1.5 Elección racional de los parámetros de las máquinas

Con la elección racional de los parámetros de la máquina puede lograrse una ventaja considerable. Como ejemplo en la fig. 83 se representan esquemas de motores de combustión interna de una

misma potencia: con una relación de la carrera al diámetro del cilindro $S/D = 1{,}5$ (fig. 83, *a*) y $S/D = 1$ (fig. 83, *b*).

La pequeña altura de construcción inherente de las máquinas de carrera pequeña puede aún reducirse con ayuda de medidas complementarias: con la disminución de la altura $H$ del émbolo (en la fig. 83, *b* $H = 0{,}75\ D$ en la fig. 83, *a* $H = D$); con la disminución de la relación de la longitud $L$ de la biela al radio $R$ de la manivela (en la fig. 83, *b* $L = 3{,}2R$; en la fig. 83, *a* $L = 3{,}8R$). El conjunto de todas estas medidas asegura una reducción sustancial de las diménsiones exteriores y del peso de la maquína. La condición necesaria es el aumento de la capacidad portante del émbolo, ya que la reducción de la altura del émbolo y la disminución de la relación $L/R$ conduce al aumento de la presión específica sobre las paredes del cilindro.

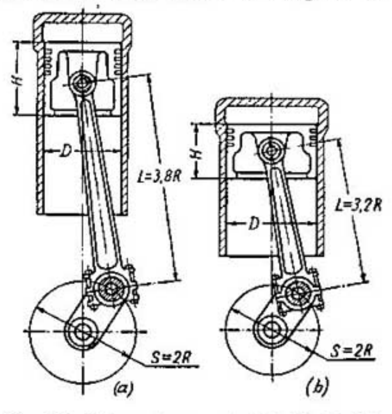



Fig. 83. Dimensiones comparativas de un motor de émbolo de carrera larga (*a*) y de carrera corta (*b*)

Para ciertas categorías de máquinas que funcionan a base de líquidos o gases (prensas hidráulicas, martillos de aire comprimido, martinetes de vapor y aire, accionamientos neumáticos e hidráulicos) se puede lograr una disminución considerable de las dimensiones exteriores y del peso aumentando la presión del líquido de trabajo (gas). Hasta cierto límite puede elevarse la presión de trabajo de los gases en los motores de combustión interna (empleando la sobrealimentación y aumentando el grado de compresión), lo que permite disminuir el volumen de trabajo de los cilindros o, para un volumen de trabajo prefijado, elevar la potencia.

En algunos casos, por ejemplo, en las máquinas-generadores, puede lograrse la disminución del peso, aumentando el *número de revoluciones*.

Este camino tiene sus restricciones. En los motores de combustión interna, el aumento del número de revoluciones está limitado por el aumento de la velocidad de aspiración que va acompañada de la caída del llenado de los cilindros y de la disminución de los caballos por litro del motor. En las turbinas de vapor y de gas el aumento de las revoluciones requiere el correspondiente aumento de la velocidad de flujo del líquido de trabajo que provoca el crecimiento de las pérdidas internas.

Además, el aumento del número de revoluciones eleva la intensidad dinámica de la máquina y acelera el desgaste.

Es necesario tener en cuenta también las características de los grupos-consumidores de energía. Si el número de revoluciones del grupo-consumidor está prefijado, el aumento de las revoluciones de la máquina-generador exige la introducción de un reductor o el aumento del grado de reducción de los reductores existentes lo que aumenta el peso total de la instalación.

Todo esto requiere un abordamento prudente de la cuestión y una comparación minuciosa de los lados positivos y negativos del aumento del número de revoluciones, como medio para disminuir el peso de la construcción.

La mayor reducción del peso se puede conseguir pasando a nuevos, de principio, esquemas de las máquinas y los procesos. Así, las máquinas de vapor han sido suplantadas por las turbinas de vapor que admiten una concentración mucho mayor de potencia en un grupo, siendo su peso relativamente menor. Las turbinas de gas sustituyen a los motores de combustión interna de pistón en el terreno de las grandes potencias. Las turbinas de vapor, al parecer, con el tiempo serán sustituidas por las turbinas de gas que no necesitan instalaciones auxiliares embarazosas (calderas, condensadores). En el terreno de las instalaciones electroenergéticas una revolución radical producirán los generadores magnetogasodinámicos que transforman directamente la energía térmica en eléctrica.

## 3.2 Especificación de las tensiones calculadas

Los métodos corrientes de cálculo permiten determinar las tensiones con un grado satisfactorio de precisión sólo para algunos casos de carga comparablemente sencillos. En algunos casos la magnitud y la distribución de las tensiones en el cuerpo de las piezas no se someten a cálculo. *A las piezas incalculables* se refieren la mayoría de las de tipo armazón, y tipo base, como las bancadas y cárteres.

La efectividad del método de especificación de las cargas y de disminución del margen de seguridad, como medios para reducir el peso total de la máquina, depende de la relación del peso de las piezas calculables e incalculables.

Tomando en consideración las *piezas calculables* conviene indicar que los cálculos se fundamentan en las simplificaciones que no siempre se cumplen en las condiciones reales.

Los factores principales que condicionan la desviación de las magnitudes verdaderas de las tensiones y de los márgenes de seguridad respecto de las magnitudes que se determinan por cálculo son los siguientes:

la dispersión de las características de resistencia mecánica del material (límites de rotura, fluidez y de fatiga) en comparación con los valores nominales que representan el promedio estadístico de toda una serie de ensayos de probetas;

la heterogeneidad del material; la dispersión de las características de resistencia mecánica en distintos sectores y en diversos puntos de las secciones de la pieza;

el cambio de la resistencia mecánica del material en dependencia del carácter de la carga (velocidad de carga).

la desviación del esquema de cálculo de las condiciones reales de carga;

las desviaciones de la magnitud real de las fuerzas efectivas de los valores nominales;

la desviación de las magnitudes de las tensiones efectivas de las nominales, condicionada por la influencia que ejerce la elasticidad del sistema;

el menosprecio durante el cálculo de la resistencia mecánica y rigidez de las piezas conjugadas con la pieza que se calcula;

el surgimiento de tensiones locales en los sectores de empotramiento de las piezas y en los sectores de aplicación de las fuerzas;

el surgimiento de fuerzas y tensiones complementarias provocadas por la inexactitud de fabricación, montaje e instalación (por ejemplo, elevadas presiones de borde debido a la no coaxialidad o torcimiento de los apoyos);

el surgimiento de sobrecargas como resultado de sobreelevar los regímenes teóricos en la explotación;

la presencia de tensiones internas que surgen durante la fabricación de la pieza, así como condicionadas por la macro y microheterogeneidad del material.

### 3.2.1 Tensiones locales

En las máquinas la longitud de las piezas suele ser pequeña y las cargas se aplican a corta distancia la una de la otra.

Las tensiones locales que surgen en los sectores de aplicación de las fuerzas, en los apoyos y en los lugares de empotramiento se propagan a la profundidad del material, a veces en toda la longitud de la pieza, como consecuencia de lo cual la magnitud y el carácter del reparto de las tensiones reales se distinguen mucho de las tensiones que se determinan por el cálculo formal.

La segunda particularidad de las piezas de maquinaria es la complejidad de sus formas y variabilidad de las secciones. En los sectores de transición de una sección a otra surge la concentración de tensiones.

De este modo, en las piezas de maquinaria desempeñan un gran papel las *tensiones locales* que a veces en grado decisivo determinan la resistencia mecánica.

Por ejemplo, en la biela de una máquina de pistón (de un compresor o de un motor de combustión interna) las tensiones determinadas por el cálculo formal, debidas a la acción de las fuerzas de inercia y de los gases tienen una magnitud próxima a las tensiones reales

sólo en las secciones medias por la longitud del cuerpo, que se encuentran lo suficientemente alejadas del pie y de la cabeza de biela. Las tensiones en el pie y en la cabeza de biela y en los sectores de conjugación de éstos con el cuerpo tienen una forma muy compleja, particularmente en la cabeza separable de la biela y en el caso de bielas articuladas (máquinas en forma de *V* y de *W*). El tipo de estado tensado; la magnitud y la distribución de las tensiones en el cuerpo de la cabeza dependen de muchos factores, en particular del esfuerzo de apriete y de la elasticidad de los pernos de biela, de la configuración y grado de rigidez de la cabeza y de la rigidez del munón del cigüeñal articulado con ésta.

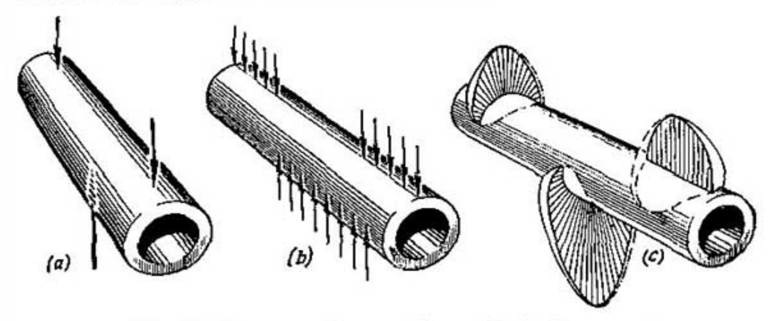



Fig. 84. Esquemas de carga de un eje de dos apoyos

Es difícil tener en cuenta, en el cálculo, todos estos factores. La magnitud verdadera de las tensiones con frecuencia se aclara sólo por las fracturas, grietas o roturas después de que ha trabajado la biela en la máquina.

En el caso de flexión de una pieza cilíndrica hueca apoyada por los extremos durante el cálculo se aplican esquemas simplificados, suponiendo que la carga está concentrada en el centro de las superficies de apoyo (fig. 84, *a*) o uniformemente repartida por su longitud en el plano de acción de las fuerzas (fig. 84, *b*), y las tensiones se determinan por las fórmulas para la viga de dos apoyos. Estos esquemas no tienen en cuenta el reparto real de los esfuerzos por la longitud y circunferencia de los apoyos, la influencia que ejercen los componentes transversales de la carga en la resistencia mecánica y la rigidez de la pieza, la influencia que ejerce la rigidez de los apoyos en la distribución de la carga, la magnitud de las presiones de borde y de las tensiones locales en los sectores de aplicación de las cargas.

Si la pieza está encajada en los apoyos con apretura, en los sectores de encaje surgen tensiones complementarias de aplastamiento y compresión. En las uniones con holgura, al cambiar el sentido de la

carga o en el caso de su pulsación aparecen golpes que provocan tensiones complementarias.

El cuadro real de carga puede representarse con bastante grado de autenticidad para el caso particular, cuando la pieza está apoyada en cojinetes de contacto plano con rozamiento líquido y la fuerza transversal se transmite también por el cojinete de contacto plano (por ejemplo, el caso del bulón de émbolo flotante del mecanismo de biela y manivela).

Como es sabido, la presión por la longitud de la capa portante de aceite varía por la curva parabólica cuya ordenada, máxima es 2,5—3 veces mayor que la magnitud de la presión específica media $k \left( k = \frac{P}{ld} \right)$. En la sección transversal la presión se propaga por el arco de circunferencia de 90—120° (fig. 84, *c*).

De la confrontación con los esquemas formales de carga (véase la fig. 84, *a*, *b*) se ve que la primera de ellas exagera las tensiones que surgen en la sección peligrosa de la pieza, en tanto que la segunda las subestima; ni una ni la otra tienen en cuenta las componentes transversales de la carga y las tensiones y deformaciones originadas por éstas.

El cuadro representado en la fig. 84, *c* del reparto de las cargas en la capa portante de aceite que, en general, es próximo a la realidad, puede a su vez variar considerablemente su forma debido a las deformaciones elásticas del árbol y de los cojinetes, del aparecimiento de elevadas presiones de borde, etc.

Las tensiones y deformaciones locales, en los sectores de aplicación de las cargas, pueden alcanzar una magnitud considerable y determinar la capacidad de trabajo de la pieza.

Aportemos un caso característico tomado de la práctica.

El extremo de un árbol cigüeñal apoyado en cojinetes de contacto plano, se cargó con un esfuerzo relativamente pequeño $P$ debido a la rueda dentada situada

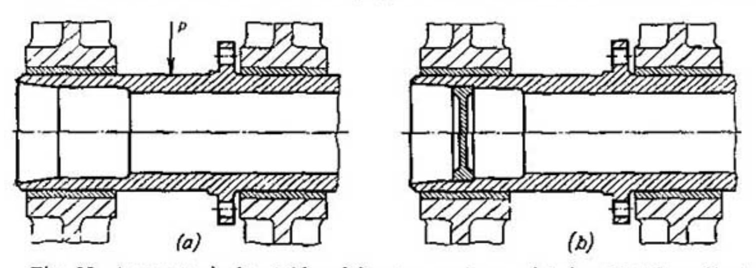



Fig. 85. Aumento de la rigidez del extremo de un árbol cigüeñal mediante el enmangado de un tapón

entre los apoyos. El cálculo de la resistencia mecánica con una tensión admisible ordinaria para los árboles cigüeñales de 20 kgf/mm², llevó a la configuración del extremo del árbol, representada en la fig. 85, *a*. Las averías permanentes del

cojinete delantero obligaron a prestar más atención en la construcción del conjunto. Cuando el árbol cigüeñal se colocó en el banco de pruebas y se sometió a la acción de una fuerza igual a la fuerza calculada, entonces resultó que el extremo del árbol se deformaba y tomaba en la sección transversal la forma de elipse, cuyo eje mayor sobrepasaba el diámetro del cojinete en 0,2 mm. Entretanto, con una holgura diametral de 0,1 mm la elipticidad, igual sólo a 0,05 mm, destruye completamente la forma de cuña de la capa de aceite en el sector de aproximación máxima del árbol al cojinete que es la condición infalible del trabajo correcto del último.

El defecto se corrigió con un procedimiento sencillo sin aumentar considerablemente el peso. En el extremo del árbol se encajó a presión un tapón (fig. 85, *b*) que elevó bruscamente la rigidez de la pieza y aseguró el mantenimiento de la forma cilíndrica correcta del árbol.

El carácter convencional de los cálculos de la resistencia mecánica puede ilustrarse en el ejemplo del cizallamiento puro. En el esquema ordinario de cálculo se supone que trabaja toda la sección de la pieza, los esfuerzos de cizallamiento son los mismos por toda la sección e iguales al cociente de la división de la carga cortante entre el área de la sección.

El cuadro veraz del reparto de las tensiones está muy lejos del esquema descrito. El mecanismo del corte se ha estudiado bien en el corte de materiales de chapa. La superficie del sector que se corta experimenta por el contorno de corte tensiones elevadas de aplastamiento y cizallamiento, bajo la acción de las cuales en el material al principio, a una profundidad insignificante, surgen microgrietas y desplazamientos plásticos, además mucho antes de que entre en acción el espesor fundamental del material.

Con arreglo a las piezas de maquinaria esto significa que la capacidad de trabajo de la pieza se altera mucho antes de que las tensiones de cizallamiento en la sección de la pieza alcanzan la magnitud peligrosa. La pieza queda inservible como resultado de la concentración de tensiones en la capa superficial, acompañada de aplastamiento local y deformación plástica en el sector de aplicación de la fuerza cortante. Particularmente este fenómeno está expresado bruscamente en el caso de cortadura de las piezas cilíndricas, cuando las tensiones se concentran en un pequeño arco de la superficie próxima a la acción de la fuerza. El aplastamiento es tanto mayor, cuanto más blando sea el material de la pieza que se corta y cuanto mayor sea la rigidez de esta última.

Después del aplastamiento de la capa superficial la pieza se endurece como resultado de la deformación en frío y de entrar en acción el grosor fundamental del metal. La unión, no obstante, resulta deteriorada irreparablemente, en primer lugar como resultado de la caída brusca de la resistencia mecánica a causa de las grietas y desgarros locales que se hacen concentradores de tensiones durante las subsiguientes cargas, en segundo lugar como resultado de la alteración de la geometría de la unión, condicionada por el comienzo del aplastamiento.

Del cuadro expuesto se desprende una regla importante del diseñado de las uniones que trabajan al cizallamiento. La dureza de las piezas a cortar y cortantes debe ser en lo posible la misma; cuanto más alta sea la dureza superficial de las piezas, tanto más asegurada estará la unión contra la destrucción.

Toda la complejidad del cuadro de distribución de las tensiones de cizallamiento no se tiene en cuenta en el cálculo elemental. Tampoco se tiene en cuenta el factor fundamental que determina la capacidad de trabajo de la unión, es decir, la magnitud de la dureza superficial del material.

### 3.2.2 Influencia que ejerce la elasticidad del sistema

El cálculo formal no tiene en cuenta las características elásticas del sistema constructivo, que en realidad ejercen gran influencia en la magnitud verdadera de las tensiones.

Como ejemplo, examinemos el caso difundido en la construcción de maquinaria del eje apoyado por los extremos y flexionado por una carga central debida a la biela. Para simplificar menospreciaremos la influencia de los componentes transversales de la carga y de las reacciones de los apoyos, ateniéndose a los esquemas tipo que se aplican en los cálculos del reparto de las cargas a lo largo del eje de la pieza.

Si los conjuntos de rigidez se encuentran en el centro de la biela y en los extremos de los apoyos (esquema 1, tabla 6), puede considerarse que el eje está cargado por la fuerza concentrada $P$ y que las reacciones de los apoyos están aplicadas en los puntos extremos del eje con el vuelo $l$.

Con este esquema las tensiones en la sección peligrosa del eje son

$$\sigma_1 = \frac{Pl}{4W},$$

donde $W$ es el par de resistencia de la sección del eje.

La flecha máxima del eje es

$$f_1 = \frac{Pl^3}{48EI},$$

donde $I$ es el momento de inercia de la sección del eje;

$E$ es el módulo de elasticidad normal del material del eje.

Adaptando estos valores de $\sigma$ y $f$ por unidad, examinemos como varía la resistencia mecánica y la rigidez del sistema en el caso de otros esquemas de carga.

En las construcciones donde el conjunto de rigidez de los apoyos se encuentre en su centro, pueden tomarse los siguientes esquemas probables de acción de las fuerzas: la flexión por la fuerza concentrada $P$ para un vuelo de $0{,}75l$ (esquema 2) y la flexión por carga repartida por la ley parabólica (esquema 3).

*Tabla 6*

**Esquemas del reparto de las cargas**

| Nº del esquema | Croquis del reparto de las cargas | σ | f | Nº del esquema | Croquis del reparto de las cargas | σ | f |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | | 1 | 1 | 8 | | 0,25 | 0,031 |
| 2 | | 0,75 | 0,42 | 9 | | 0,2 | 0,021 |
| 3 | | 0,56 | 0,37 | 10 | | 0,167 | 0,0157 |
| 4 | | 0,5 | 0,27 | 11 | | 0,04 | 0,0035 |
| 5 | | 0,5 | 0,125 | 12 | | 0,5 | 0,125 |
| 6 | | 0,25 | 0,077 | 13 | | 0,25 | 0,077 |
| 7 | | 0,25 | 0,015 | 14 | | 0,08 | 0,012 |

En estos casos respectivamente

$$\sigma_2 = 0{,}75\sigma_1;\ f_2 = 0{,}42f_1$$
$$\text{y}\ \sigma_3 = 0{,}56\sigma_1;\ f = 0{,}37f_1$$

Con el aumento de la rigidez de la biela y de los apoyos (esquema 4) resulta probable el esquema de carga uniforme con carga repartida.

En este caso

$$\sigma_4 = 0{,}5\sigma_1;\ f_4 = 0{,}27f_1.$$

El ulterior paso para aumentar la resistencia mecánica y la rigidez de la construcción radica en desplazar los conjuntos de rigidez a la extremidad interior de los apoyos (esquemas 5—7). Según sea la rigidez de la biela y el esquema adoptado de distribución de las fuerzas obtenemos los siguientes valores de las tensiones y flexiones:

$$\sigma_{5-7} = (0{,}5 \div 0{,}25)\,\sigma_1;$$
$$f_{5-7} = (0{,}125 \div 0{,}015)\,f_1.$$

Al encastrar el eje en los apoyos (colocación sin huelgo o con apretura) la resistencia mecánica y la rigidez aumentan aún más (esquemas 8—11). Según sea la rigidez de la biela y la ley adoptada de distribución de las cargas, los valores de $\sigma$ y $f$ oscilan en los límites

$$\sigma_{8-11} = (0{,}25 \div 0{,}04)\,\sigma_1;$$
$$f_{8-11} = (0{,}031 \div 0{,}0035)\,f_1.$$

Al encastrar el eje en la biela (colocación sin huelgo o con apretura), cuando el eje está cargado en consola (esquemas 12—14), la ventaja en la resistencia mecánica y rigidez es menor, lo que se explica por las reducidas resistencia mecánica y rigidez características para los sistemas de consola. Los valores de $\sigma$ y $f$ en este caso son

$$\sigma_{12-14} = (0{,}5 \div 0{,}08)\,\sigma_1;$$
$$f_{12-14} = (0{,}125 \div 0{,}012)\,f_1.$$

La deducción general del examen expuesto más arriba reside en que la elasticidad del sistema y las condiciones de aplicación de la carga ejercen enorme influencia en la resistencia mecánica y rigidez. En la gama de los esquemas considerados la magnitud de las tensiones puede ser 25 veces y la flexión aproximadamente 300 (esquema 11) menor que en el esquema inicial 1.

La ventaja condicionada por la elasticidad del sistema es completamente real y puede ser realizada dando a la construcción formas racionales. Al mismo tiempo es necesario señalar que la valorización de las características del sistema y, particularmente, de la ley del reparto de las cargas por el eje de la pieza, contiene inevitablemente un elemento de arbitrariedad. De este modo las relaciones indicadas más arriba tienen más bien un valor de recomendaciones constructivas. Su valor, para la exactitud del cálculo es relativo, porque ellos indican sólo el raparto *probable* de las cargas para la confección constructiva dada.

Conviene además señalar que el esquema de carga y la ley de reparto de las cargas dependen no sólo de la construcción, sino también de la *deformidad* del conjunto que se determina por el nivel

de las tensiones que actúan en él, por el material de las piezas (módulo de elasticidad), etc. Para una construcción dada del conjunto el esquema de carga se establece por sí mismo como resultado de la interacción de las cargas y de las deformaciones que se desarrollan en él.

Aclaremos esto en el mismo ejemplo de flexión del eje de dos apoyos con conjuntos de rigidez en el centro de los apoyos (fig. 86). El esquema de carga aportado en la fig. 86, *a* es probable a pequeñas cargas o a elevada rigidez del sistema. Con el aumento de la fuerza

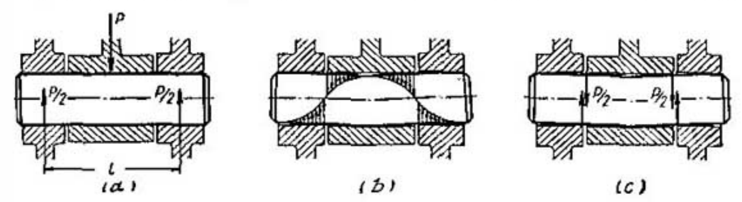



Fig. 86. Esquemas de carga de un bulón de dos apoyos

(o al disminuir la rigidez del conjunto) el sistema se deforma como en la forma exagerada representada en la fig. 86, *b* (para simplificar se muestra sólo la deformación del eje). La deformación actúa como endurecedora, provocando la concentración de las cargas en los bordes de las superficies de apoyo. Como resultado surge un nuevo esquema de acción de las fuerzas por la ley del triángulo o (como se muestra en la figura) por la ley de la curva de tipo parabólico. En este caso, las tensiones disminuyen bruscamente; aún más brusca es la disminución de las deformaciones.

Al aumentar las cargas (o disminuir la rigidez del conjunto) el esquema se aproxima al esquema de cizallamiento casi puro (fig. 86, *c*) que le son propias tensiones aún más bajas y deformaciones aún más pequeñas.

De este modo, al aumentar la carga transcurre el proceso de autoendurecimiento condicionado por el desarrollo de la deformación por el reparto más favorable de las cargas provocado por esta deformación. Pero la deformación provoca simultáneamente el aumento de la rigidez del sistema, que actúa inversamente. En cierta fase se alcanza el estado de equilibrio que fija un determinado cuadro de la distribución de la carga y que define las magnitudes verdaderas de las tensiones y deformaciones del sistema bajo carga. La resistencia mecánica y la rigidez momentáneas efectivas del sistema dependen totalmente de la magnitud de la carga y de la rigidez de los sectores que transmiten y soportan la carga. Establecerla por cálculo en la mayoría de los casos es imposible. Lo único que está claro es que el sistema, autoadaptándose a las condiciones de carga, llega a un estado intermedio entre los límites representados en la fig. 86, *a*, *c*.

Ilustremos un ejemplo más de la influencia que ejerce la elasticidad en la magnitud de las tensiones: el reparto de la carga por la longitud del diente en el engrane de las ruedas dentadas de disco (fig. 87). El carácter del reparto de la carga y de su máxima magnitud dependen de la disposición recíproca de los discos de las ruedas. Si éstos se encuentran en un plano en el extremo de los dientes (fig. 87, *a*), la carga se concentra preferentemente en el conjunto de rigidez, es decir, en el plano de disposición de los discos. La otra parte de los dientes, que se encuentra en la llanta relativamente

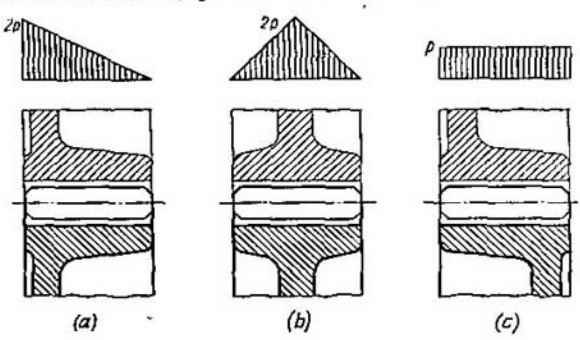



**Fig. 87. Reparto de las cargas por la longitud de los dientes de una transmisión por engranajes para distintas construcciones de las ruedas**

elástica, está menos cargada. El reparto probable de la carga, en este caso, se representa con un triángulo con el vértice en el plano de disposición de los discos. La carga máxima en unidad de longitud de los dientes es igual a $\sim 2p$, donde $p$ es la carga media para la admisión ordinaria de su distribución uniforme por la longitud de los dientes.

Si los discos están situados en el plano de simetría del engranaje (fig. 87, *b*), el cuadro probable del reparto de la carga puede representarse por un triángulo con el vértice en el plano de simetría. La magnitud máxima de la carga, como antes es igual a $2p$.

La carga en los dientes se equilibra, si los discos están dispuestos a distintos lados del plano de simetría del engranaje (fig. 87, *c*).

### 3.2.3. Influencia de la resistencia mecánica de las piezas conjugadas

Al hacer el cálculo no se suele tener en cuenta la resistencia mecánica de las piezas (de los cubos, casquillos, apoyos), conjugadas con la pieza a calcular. Esta última se examina aisladamente; la influencia de las piezas contiguas, que transmiten y soportan

la carga se tienen en cuenta (y no siempre) en el esquema de cálculo del reparto de las cargas a lo largo de las piezas. Esto es admisible sólo en el caso, si la longitud de las piezas conjugadas es pequeña en comparación con la longitud de la pieza que se calcula o que éstas están conjugadas por ajustes con huelgo. Si la longitud de las piezas conjugadas es conmensurable con la longitud de la pieza que se calcula, particularmente en las conjugaciones sin holgura o con apretura, el menosprecio de las piezas contiguas conduce a grandes errores.

Examinemos el mismo caso del eje de dos apoyos cargado con la fuerza transversal $P$. En la fig. 88 se representan (en las coordenadas, fuerza — flecha de flexión) los resultados del ensayo de tres probetas fabricadas de acero У8А, tratado térmicamente hasta la dureza *HRC* 45. La probeta *1* es una varilla de 10 mm de diámetro y 80 mm de largo; la probeta *2* es una varilla igual a la anterior con tres manguitos colocados en ésta con ajuste corredizo. El diámetro exterior de estos manguitos es de 18 mm. Los manguitos extremos imitan a los casquillos de los apoyos, en tanto que el del medio, al casquillo de la biela. La probeta *3* (de control) es una varilla de 18 mm de diámetro con dos ranuras anulares correspondientes a las holguras entre los manguitos de la probeta *2*.

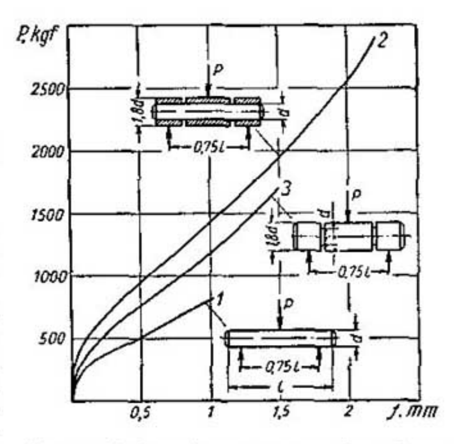



Fig. 88. Influencia que ejercen las piezas conjugadas en la resistencia mecánica y rigidez

Estas probetas se ensayaron hasta su destrucción. La probeta *1* se destruyó con una carga de 800 kgf y una flecha de flexión de 1 mm, la probeta *2* se destruyó respectivamente con 2900 kgf y 2,2 mm. La probeta compuesta *2* resultó más resistente que la probeta maciza *3* de la misma configuración, que se destruyó con la carga de 1700 kgf y una flecha de flexión de 1,5 mm. Esto, por lo visto puede explicarse por la influencia de las concentraciones de tensiones en los sectores de los rebajos.

A deformaciones iguales, la probeta compuesta resultó aproximadamente dos veces más resistente, en tanto que a cargas iguales 3—5 veces más rígida que la probeta lisa. Por la magnitud de la carga destructiva la probeta compuesta resultó 3,7 veces más resistente que la lisa.

Las cifras aportadas se refieren al campo de las deformaciones plásticas. No obstante, éstas demuestran en cuanto es convencional el cálculo sin tener en cuenta la influencia de las piezas conjugadas.

### 3.2.4 Desviación de las fuerzas efectivas de la magnitud nominal

Otra causa de la inexactitud del cálculo es la dificultad de determinar en toda una serie de casos la magnitud verdadera de las cargas, actuantes. Esto se refiere particularmente a las cargas de impacto pulsantes y variables.

Tomemos el mecanismo de biela y manivela tan bien conocido. En los motores de combustión interna la magnitud de partida para el cálculo de la resistencia mecánica son las fuerzas máximas de presión de los gases de trabajo sobre el émbolo. Al parecer, en la determinación de estas fuerzas no pueden haber errores. En realidad las magnitudes de estas fuerzas y las tensiones que éstas provocan en los eslabones del mecanismo dependen de muchos factores, ante todo, de la elasticidad y de la masa de los eslabones.

Una parte de la energía de la explosión se consume en el trabajo de la extensión elástica de las paredes del cilindro, espárragos de sujeción del cilindro y del cárter, en imprimir aceleración a la masa de estas piezas (en los límites de las deformaciones elásticas). Otra parte de la energía se consume en la deformación de compresión del émbolo y de la biela en la flexión del bulón de émbolo, en la flexión y torsión del árbol cigüeñal, en el desalojamiento de la capa de aceite en los huelgos entre las piezas conjugadas. Una parte considerable de energía se gasta en comunicar aceleración a las piezas que se encuentran en movimiento alternativo y giratorio. Una gran parte de esta energía es reversible y vuelve en las siguientes fases del ciclo; los gastos en el trabajo del desplazamiento viscoso, el desalojamiento de la capa de aceite en los huelgos, así como en la histérisis durante la deformación elástica del metal son irreversibles.

Cuanto más elástico sea el sistema, es decir, cuanto más largos sean los espárragos de sujeción, más dúctil sea el árbol cigüeñal, menor sea la sección y los momentos de inercia de las piezas y el módulo de elasticidad de su material, tanto menor será la fuerza efectiva que tensa las piezas y tanto más debilitadas llegan las fuerzas a los últimos eslabones del mecanismo. La introducción de enlaces elásticos en el sistema, por ejemplo, la colocación de embragues de muelle entre el árbol y el elemento final (volante, hélice, motor eléctrico, reductor), la suspensión elástica de torsión del motor, etc., disminuyen bruscamente las tensiones máximas en el sistema.

El aumento de la masa de los eslabones intermedios aumenta el valor instantáneo de las fuerzas máximas que actúan en los eslabones antecedentes y disminuye las fuerzas que actúan sobre los

eslabones sucedientes. La acción de las masas elevadas de los eslabones intermedios es análoga a la acción del yunque inferior que absorbe la energía del golpe y que protege a las piezas sucedientes de las tensiones elevadas.

Tiene importancia también la velocidad de incremento de la presión de los gases de trabajo en el momento de la explosión. Cuanto mayor sea esta velocidad, es decir, cuanto más próxima sea la carga a la de impacto, tanto mayor serán las tensiones en el sistema. Sin embargo, también la resistencia mecánica del material crece considerablemente con el aumento de la velocidad de carga.

### 3.2.5 Tensiones internas

En el material inevitablemente existen tensiones internas que surgen al fabricar las piezas, así como en el proceso de explotación. La resistencia mecánica real de la pieza depende de la interacción de las tensiones internas y de las tensiones provocadas por la acción de las cargas externas.

Al designar las magnitudes admisibles de las tensiones no se tiene en cuenta la prehistoria de la pieza, es decir, la influencia de la tecnología de su fabricación y su historia posterior, el cambio gradual de las propiedades mecánicas del material en el proceso de trabajo de la máquina. Estos cambios pueden actuar como factores que empeoran o mejoran la resistencia. Los factores que empeoran la resistencia son la corrosión, el desgaste y el deterioro de la superficie de las piezas, la acumulación de microdeterioros como resultado de las cargas repetidas, el revenido local como resultado del calentamiento por la acción de las cargas cíclicas.

A los factores que mejoran la resistencia se refieren los procesos de «entrenamiento» del material a la acción de las tensiones de corta duración que sobrepasan el límite de fluidez; el endurecimiento por deformación condicionado por los cambios estructurales en los microvolúmenes tensados del material; los procesos espontáneos de envejecimiento acompañados por la reconstrucción cristalina del material y por la dispersión de las tensiones internas. Una influencia positiva ejerce la adaptación de la construcción, esto es, las deformaciones plásticas generales o locales que aparecen bajo la acción de las sobrecargas y que provocan la redistribución de las cargas. Un determinado efecto endurecedor da el desgaste de las primeras fases (alisamiento de las microirregularidades) que contribuye al aumento del área efectiva de las superficies en contacto, a la reducción de las crestas de las presiones y a la nivelación de la carga en las superficies.

Los defectos que surgen durante la fabricación de las piezas y su explotación, en considerable medida son casuales. Esta circunstancia en parte aclara el hecho bien conocido de la dispersión de las características de endurecimiento de las piezas. Entre las piezas de una misma partida que han sido sometidas a iguales operaciones de tratamiento, algunas tienen elevada longevidad, mientras que otras se destruyen pasado un corto período de explotación como resultado de los defectos iniciales desapercibidos o de los nuevos que surgen en el proceso de explotación.

Las tensiones internas se suelen dividir en tres categorías: *de primer género*: las que surgen en considerables volúmenes de la pieza y producidas por la heterogeneidad de la macroestructura del metal (a veces se llaman convencionalmente macrotensiones);

*de segundo género*: las que surgen en los volúmenes de las cristalitas o de los grupos de cristalitas y provocadas por la heterogeneidad de la estructura cristalítica del metal (a veces se llaman convencionalmente microtensiones);

*de tercer género*: las que surgen en los volúmenes submicroscópicos provocadas por los defectos y las distorsiones del retículo atómico-cristalino (a veces se llaman submicrotensiones).

**Las tensiones de primer género** surgen con frecuencia como resultado de los procesos tecnológicos a los que se somete la pieza durante las operaciones de variación de la forma. Ya que la elaboración tecnológica representa un proceso de fases múltiples, las tensiones que existen en la pieza terminada son el resultado de la aplicación e interacción de las tensiones que surgen en cada fase del proceso. Las heterogeneidades del lingote pasan a la pieza forjada (o al laminado), el tratamiento por presión en caliente introduce nuevas heterogeneidades. El tratamiento mecánico, eliminando las heterogeneidades que contienen las capas que se arrancan de metal, provoca una redistribución de tensiones formadas en las fases antecedentes e introduce en las capas superficiales tensiones complementarias. El tratamiento térmico, al eliminar parcialmente las tensiones que surgen en las fases anteriores provoca al mismo tiempo la aparición de nuevas tensiones.

En las piezas fundidas las tensiones internas con frecuencia surgen a consecuencia de la cristalización irregular de la colada y la contracción del material al enfriarse. Las tensiones se concentran alrededor de las cavidades superficiales, cavidades de contracción, poros, etc., y frecuentemente alcanzan una gran magnitud, provocando roturas, grietas locales y fisuración general de la pieza fundida. Otros defectos que aparecen frecuentemente en las piezas fundidas son quemaduras, introducción de escorias, partículas desmoronadas de la forma, inclusión de óxidos, sulfuros y siliciuros, licuación principal, estructura dendrítica local.

La fuente fundamental de las tensiones internas durante el tratamiento por presión en caliente, es la desigualdad de las condiciones del flujo del metal en las secciones orientadas distintamente respecto de la acción de la herramienta deformadora. Particularmente las heterogeneidades surgen con frecuencia en los sectores de fracturas, en las zonas de conjugación de secciones de distinto espesor, en los ángulos exteriores y entrantes. Otros defectos son: desplazamientos del material, plegamientos, exfoliaciones, pliegues no soldados, grietas capilares (grietas pequeñas no soldadas).

En los aceros aleados un defecto frecuente son las *sopladuras de hidrógeno no soldadas*.

Surgen altas tensiones residuales durante el tratamiento térmico, particularmente durante el temple con enfriamiento rápido. Como resultado de las condiciones desiguales de extracción del calor de las capas superficiales e interiores del metal, así como de los sectores de transición de las secciones se forman zonas de tensiones elevadas

que conducen frecuentemente a la aparición de grietas de temple. En los materiales para los cuales es propia la baja capacidad de calcinarse, el fenómeno se agrava por la interacción de las zonas calcinadas y no calcinadas. Las zonas de martensita que poseen el mayor volumen específico experimentan compresión por la acción de las capas contiguas más compactas de estructura troostítica, sorbítica o perlítica en las cuales surgen tensiones reactivas de traccion.

Considerables tensiones se forman en las capas superficiales, en el proceso de tratamiento mecánico. El desplazamiento plástico y la destrucción del metal al arrancar viruta van acompañados del surgimiento, en las capas vecinas, de tensiones residuales de rotura. Cuanto más profundo sea el tratamiento, es decir, cuanto mayor sea el grosor de la capa que se quita y el esfuerzo de corte tanto mayor serán las tensiones residuales (durante el torneado de desbaste del acero surgen tensiones de tracción residuales de 80—100 kgf/mm²). A las tensiones mecánicas se unen las tensiones térmicas que son el resultado del desprendimiento de calor en la zona de corte, así como las tensiones que surgen como resultado de las transformaciones estructurales y fásicas en los focos de elevado desprendimiento de calor.

Incluso en tipos de tratamiento fino, por ejemplo, en la rectificación surgen tensiones de tracción residuales que alcanzan 20—40 kgf/mm². El defecto más frecuente durante la rectificación son las *quemaduras* que provocan en los aceros templados revenido local y la aparición de manchas suaves de troostita o de sorbita. En los aceros normalizados y mejorados como resultado del aumento de la temperatura y de la acción refrigerante de la emulsión puede, por el contrario, ocurrir el *templado* con aparición de manchas duras de martensita.

Las altas tensiones locales surgen durante la soldadura, como resultado del calentamiento local del metal hasta las temperaturas de fusión y del enfriamiento sucediente que va acompañado de la tracción del material de la costura soldada. Las tensiones locales surgen también en la zona de los defectos de la costura (soldaduras incompletas, cortes, porosidades, inclusiones de óxidos, escorias, etc.)

**Las tensiones de segundo grado** surgen principalmente a consecuencia de las heterogeneidades de la estructura cristalina y de las distintas propiedades físico-mecánicas de las fases y estructuras de las aleaciones. Las fases (por ejemplo, en los metales ferrosos, ferrato, austenita, cementita, grafito) poseen distinto retículo cristalino: su densidad, resistencia mecánica, elasticidad, conductibilidad térmica, capacidad calorífica, características de la expansión térmica son distintas. Las estructuras que representan una mezcla de fases (por ejemplo, la perlita en los aceros), así como las estructuras templadas, a su vez, poseen propiedades distintas de las estructuras contiguas. La distinta orientación cristalina de los granos de metal condiciona la anisotropía de las propiedades físico-mecánicas de los microvolúmenes del metal. Como resultado de la acción

conjunta de estos factores surgen las tensiones intragranulares e intergranulares aún en el proceso primario de cristalización y en las transformaciones siguientes durante el enfriamiento. A altas temperaturas las tensiones se equilibran en virtud de la plasticidad del material. No obstante, éstas aparecen en la zona de baja temperatura durante la recristalización fásica y la caída de las fases secundarias (*acritud fásica*), con cada aumento de temperatura general o local (en virtud de la diferencia de la conductibilidad térmica y de los coeficientes de dilatación lineal de los componentes estructurales), la aplicación de cargas exteriores (en virtud de la diferencia y de la anisotropía de las propiedades mecánicas) así como durante la acritud que tiene lugar como resultado del paso general o local de las tensiones por encima del límite de fluidez del material.

Otras fuentes de tensiones de segundo género son las inclusiones extrañas intra e intergranulares, microporosidad, licuaciones, austenita residual (en los aceros templados).

**Las tensiones de tercer grado** surgen como resultado del gran número de submicrodefectos (dislocaciones), inherentes de los retículos atomo-cristalinos de los metales. Alrededor de las dislocaciones se forman campos de tensiones elásticas que pueden producir rupturas de los enlaces interatómicos, es decir, deformaciones plásticas.

A las tensiones de tercer grado se refieren también las tensiones que surgen en los límites de las fases que poseen distintos retículos cristalinos (por ejemplo, la cementita y la ferrita en las aleaciones a base de Fe—C, las fases de cobre, de magnesio y ferruginosas en las aleaciones a base de Al). A éstas también pueden referirse las tensiones que surgen en los bordes de los subgranos (bloques cristalinos) como resultado de su desorientación durante el tratamiento térmico, bajo la acción de las cargas exteriores, así como durante el endurecimiento por deformación en frío.

Las submicrotensiones pueden abarcar grandes zonas, convirtiéndose en microtensiones (por ejemplo, las tensiones en los límites intergranulares, que surgen a consecuencia de la diferencia de los retículos cristalinos del material del grano y de las intercalaciones).

Las innumerables distorsiones de los retículos cristalinos que surgen en amplios sectores del material pueden provocar macrotensiones que abarcan capas enteras o todo el espesor del material (por ejemplo, las tensiones que surgen en los macrovolúmenes como resultado de la deformación plástica general del metal).

La grande cantidad de microtensiones se tranforman en macrotensiones que abarcan considerables sectores o todo el volumen del metal, como esto tiene lugar, por ejemplo, en la acritud fásica. Por otro lado, la acritud fásica, provocando el aumento de la densidad de dislocaciones, la distorsión de los retículos cristalinos y de los límites de los bloques cristalinos, genera en todo el volumen del metal submicrotensiones.

Por lo que se desprende de lo expuesto anteriormente, la división en tensiones de primero, segundo y tercer géneros es convencional.

Todas ellas se entrelazan estrechamente una con las otras y pueden ser locales, zonales y generales.

Para fines prácticos es esencial que las tensiones internas pueden actuar como factores que *mejoran* y *empeoran* la resistencia. Son peligrosas las tensiones del mismo signo que las de trabajo, por ejemplo, las tensiones de rotura en el caso de tracción. Son favorables para la resistencia mecánica las tensiones de signo opuesto al de las de trabajo, por ejemplo, las tensiones de compresión en el caso de tracción. Cabe señalar que las tensiones internas de un mismo signo siempre van acompañadas de la aparición en los volúmenes contiguos de tensiones equilibradoras de signo contrario; la magnitud relativa de las tensiones de distinto signo depende de la extensión de los volúmenes abarcados por ellas. De este modo, lo determinante para la resistencia mecánica es en primer lugar, la *disposición* y *orientación* de los volúmenes tensados respecto de las tensiones de trabajo actuantes y, en segundo lugar, la *magnitud* de las tensiones internas homónimas y orientadas en un mismo sentido con las tensiones de trabajo. Las heterogeneidades que crean focos de elevadas tensiones de rotura, que alteran la continuidad del metal, que provocan la aparición de grietas y que alivian los desplazamientos plásticos locales, son *defectos* del metal. Las heterogeneidades que crean amplias zonas de tensiones de compresión, que contribuyen a la consolidación del metal y que obstaculizan el surgimiento y la propagación de los desplazamientos plásticos, son *factores de endurecimiento*. Estos pueden utilizarse para elevar la resistencia del material a las cargas de trabajo.

Entre los factores debilitadores los más peligrosos son los macrodefectos que crean zonas de esfuerzos de tracción de primer género. Al aplicar cargas de trabajo de tracción en estas zonas surgen picos de tensiones de rotura. Al mismo tiempo al aplicar cargas de trabajo los macrodefectos actúan como *concentradores de tensiones*, elevando aún más el nivel elevado de las tensiones.

La tecnología moderna dispone de medios efectivos para prevenir y corregir los macrodefectos.

Los defectos que surgen en la fase primaria, en la fusión, en sumo grado se eliminan con la introducción de fusión en vacío en hornos eléctricos y de haz electrónico, con el afino del acero, con la fusión eléctrica repetida con escoria, etc. Los defectos del lingote se disminuyen haciendo la colada bajo vacío asegurando la cristalización uniforme del lingote, así como aplicando el procedimiento de colada continua.

Los defectos de la colada se eliminan dando a las fundiciones formas racionales que contribuyan a la cristalización uniforme y que paralicen la acción de contracción; eligiendo racionalmente los materiales para moldear; utilizando la rarefacción de la colada y aplicando la colada a presión.

Muchos tipos de microtensiones se eliminan con éxito aplicando el tratamiento térmico estabilizador. Los defectos cristaloestructu-

rales de las piezas brutas obtenidas por el método de deformación plástica en caliente, se eliminan con el recocido de recristalización. Las tensiones internas en las piezas de fundición, pueden quitarse mediante el recocido de baja temperatura (envejecimiento).

Las tensiones de templado se eliminan llevando racionalmente a cabo el proceso (temple escalonado, temple isotérmico, etc.). Las tensiones debidas a la limitada capacidad de calcinarse se eliminan introduciendo elementos de aleación (níquel, cromo, molibdeno y particularmente boro).

Las tensiones producidas por el tratamiento mecánico pueden eliminarse mediante la elección racional de los regímenes de corte y de alejamiento de la capa deteriorada con ayuda de operaciones de acabado (microrrectificado, rectificado con barretas abrasivas, acabado superfino, pulido de fuerza, etc.).

En general, el problema se reduce a elegir la tecnología racional de fabricación y a observar rigurosamente los procesos tecnológicos establecidos.

Los macrodefectos que aparecen con la más rigurosa realización de los procesos tecnológicos, se descubren por un control minucioso de las piezas brutas en todas las fases de su fabricación, empleando métodos altamente sensibles (defectoscopia magnética, ultrasónica y por rayos X).

Para descubrir los defectos cristaloestructurales de la profundidad se necesita el corte de microsecciones metalográficas), es decir, destruir la pieza. Prácticamente se emplea el método de control mediante la investigación parcial de las microsecciones metalográficas de la partida de piezas.

Las tensiones de segundo grado y particularmente las del tercero son casi inevitables. En el caso dado el problema radica no en eliminar las tensiones, lo que prácticamente es imposible, sino en el *gobierno* racional de estas tensiones y su utilización para endurecer el material. Esto es el tema de la *tecnología del endurecimiento* que tiene una gran significación práctica.

### 3.2.6 Definición experimental de las tensiones

Las insuficiencias y limitaciones del cálculo obligan a recurrir a procedimientos experimentales para definir las magnitudes de las tensiones.

Una valiosa ayuda ejerce el procedimiento *óptico de polarización* para estudiar las tensiones, que se basa en la capacidad de ciertos materiales elásticos transparentes de variar, bajo la acción de las tensiones, sus propiedades ópticas.

En las probetas planas es más sencillo definir las tensiones. La probeta, fabricada de material ópticamente activo (habitualmente, de vidrio orgánico), se sitúa en el haz luminoso polarizado monocromático y se examina a través de un segundo polarizador cruzado

con el primero. En el caso de ausencia de tensiones en la probeta el segundo polarizador apaga los rayos luminosos que pasan por el primero y la probeta se presenta oscurecida.

Bajo carga, el material de la probeta adquiere la propiedad de girar el plano de polarización un ángulo proporcional a la magnitud de las tensiones que surgen. Una parte de la luz polarizada pasa por la probeta y a consecuencia de la interferencia de los rayos luminosos, esta última aparece cubierta por un sistema de bandas claras y oscuras que se turnan, según la intensidad y disposición de las cuales puede determinarse la magnitud y dirección de las tensiones surgidas. Al iluminar la probeta con luz blanca se obtienen bandas coloradas con tono continuamente variable.

Con este método se estudia, por ejemplo, la distribución de las tensiones en los sectores de aplicación de las cargas concentradas o en los sectores con concentradores de tensiones (debilitamientos locales, transiciones bruscas).

El estudio, con ayuda de este método, del reparto espacial de las tensiones en probetas tridimensionales, es considerablemente más complejo, lo que limita su valor.

Últimamente, para el estudio experimental de las tensiones en las superficies de las piezas se emplea ampliamente el método de *medición con tensómetro*.

El tensómetro es un aparato que permite medir el cambio de la longitud entre dos puntos de la probeta al aplicarle carga. La magnitud de las tensiones se determinan indirectamente por la deformació sobre la base de la ley de Hook. De las innumerables construcciones de tensómetros los más convenientes y universales son los de los electrotensómetros con captadores de resistencia que representan un lazo de alambre o de laminilla (fig. 89, *a*, *b*) de 0,01—0,03 mm de espesor adheridos a una tira de papel denso. El captador se adhiere a la parte que se investiga de la pieza, de modo que la longitud de los lazos coincida con el sentido de la deformación esperada.

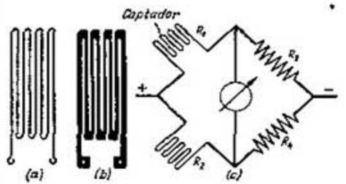


Fig. 89. Tensometrización eléctrica:
*a* — captador de alambre; *b* — captador de hoja metálica; *c* — puente de medida

El aparato de medida consta de una fuente de corriente y de un puente con cuatro resistencias equilibradas, una de las cuales es el captador (fig. 89, *c*).

La condición del equilibrio es

$$\frac{R_1}{R_2}=\frac{R_3}{R_4}.$$

Habitualmente, como resistencia $R_2$ se toma un segundo tensómetro idéntico al captador $R_1$, las resistencias $R_3$ y $R_4$ se hacen

iguales. En este caso, el galvanómetro se establece en el cero. Al deformarse la pieza la longitud del alambre del captador varía a consecuencia de lo cual varía su resistencia óhmica. En el circuito del galvanómetro surge una corriente proporcional a la magnitud de la deformación. Para excluir la influencia que ejerce la temperatura los captadores se fabrican de elinvar o constantano.

Si la dirección de las deformaciones es desconocida, se aplica un juego de captadores situados bajo un ángulo de 45° el uno respecto al otro. Esto permite determinar tanto la dirección como la magnitud de las deformaciones.

La base del captador (es decir, la longitud de los lazos) suele ser igual a 20 mm. Se fabrican captadores con una base de hasta 5—3 mm, lo que permite aplicar este método para el estudio diferencial de las deformaciones de las piezas de forma compleja, en sectores pequeños.

Para estudiar las deformaciones que varían con rapidez, por ejemplo, en el caso de cargas cíclicas, en el esquema se conecta un amplificador; las deformaciones se registran con ayuda de un oscilógrafo. Este procedimiento se aplica en los ensayos por el método de pulsaciones. La pieza se coloca en el banco y se somete a la acción de vibradores (pulsadores) que reproducen las cargas de trabajo sobre la pieza. De modo análogo pueden estudiarse las deformaciones de las piezas en una máquina en funcionamiento.

Por las lecturas de los tensómetros se revelan los sectores de superficie que experimentan las tensiones de tracción más altas y, por consiguiente, que necesitan refuerzo. La pequeña magnitud de las tensiones o la ausencia de tensiones indican la posible aligeración de la pieza en estos sectores.

Al determinar las magnitudes de la tensiones internas que se tienen en el material, en la superficie que se investiga se adhiere el captador del aparato y éste se ajusta al cero. Luego, el sector a investigar del metal se corta. Por el cambio de las dimensiones del sector cortado se determina la magnitud de las tensiones internas que hay en él.

En la actualidad se fabrican tensocaptadores con base de medición de hasta 0,5 mm. Han aparecido tensocaptadores a semiconductores (de silicio) con un coeficiente de sensibilidad 100—200 veces mayor que los captadores de constantano y con una gama de medición de las deformaciones elástico-plásticas hasta de un 20%.

Para los ensayos a la fatiga se han elaborado aparatos de canales múltiples que permiten medir en muchos puntos (hasta 200) simultáneamente las tensiones cíclicas en una gama de frecuencias desde 50 hasta 50 mil Hz con el registro de código o numérico de las tensiones en una cinta o película o con la transmisión a distancia de las curvas de tensiones al cuadro de control óptico.

Para medir las deformaciones a altas temperaturas se han elaborado tensocaptadores de temperatura-compensador que excluyen la influencia de las tensiones aparentes provocadas por la expansión térmica de la superficie. Los captadores compensados de alambre de constantano permiten medir la temperatura hasta 300 °C, los de alambre de nicromo, hasta 750 °C y los de platino, hasta 1100 °C. Los tensocaptadores de altas temperaturas se fijan en las superficies de las piezas con ayuda de cementos cerámicos termorresistentes.

El método de *recubrimientos de barnices* es sencillo y práctico. La superficie de la pieza a investigar se cubre de una capa fina de barniz. Al cargar la pieza en las zonas de elevadas deformaciones, en el recubrimiento de barniz se forma una rejilla de grietas perpendiculares a la dirección de las tensiones de tracción. Esto permite determinar el sentido de las tensiones. Si la carga se aplica gradualmente y el límite de rotura de la película de barniz se ha determinado antes en función de las deformaciones, entonces, por el comienzo de la aparición de las primeras grietas puede establecerse la magnitud de las deformaciones (y tensiones) del metal en el momento de formarse las grietas.

A medida que aumenta ulteriormente la carga aumentan las dimensiones transversales de las grietas; surgen simultáneamente nuevas grietas en las zonas, donde las tensiones comienzan a sobrepasar el límite de rotura de la película. El aspecto de la rejilla de grietas al final de la carga permite establecer la distribución de la magnitud de las tensiones de tracción en el sector que se investiga.

Sobre la dirección y la magnitud de las tensiones de compresión puede juzgarse por el surgimiento en la película de barniz en las zonas de compresión arrugas y pliegues que se hacen grietas a medida que incrementan las tensiones.

La composición del barniz más sencilla es una disolución de 60 g de colofonia y 10 g de celuloide en 100 g de acetona. Variando la fórmula puede obtenerse un lote de barnices de distintas características de resistencia y, con ello, ampliar la gama de aplicación del método y elevar su precisión.

Para medir las deformaciones de las superficies a altas temperaturas se aplican recubrimientos frágiles de cerámica aplicados sobre la superficie por pulverización en caliente.

Las insuficiencias de este método de películas son la pequeña sensibilidad y la imposibilidad de la medición cuantitativa de la magnitud de las tensiones. La película se agrieta sólo a considerables deformaciones que se refieren a las plásticas. La observación, por este método, de las deformaciones elásticas es dificultosa. Este método no puede sustituir los procedimientos precisos para determinar las tensiones, por ejemplo, la tensometrización. No obstante, este método da la posibilidad de determinar sensilla y rápidamente el carácter general de la distribución de las tensiones y con cierto hábito localizar exactamente los sectores débiles y no rígidos de la construcción y designar los procedimientos para reforzar la construcción. Al mismo tiempo, dicho método es una valiosa ayuda al método de tensometrización, permitiendo de antemano determinar los sectores para disponer los tensómetros.

El método de películas es aplicable para estudiar las tensiones en la máquina en funcionamiento. Semejantemente a la tensometrización éste indica la magnitud de las tensiones sólo en las superficies de la pieza que en la mayoría de los casos tienen una significación decisiva para su resistencia mecánica.

El método más sencillo para comprobar la resistencia mecánica y rigidez de las piezas es su ensayo en el banco con carga estática, en condiciones más próximas a las de trabajo. Las deformaciones se miden con indicadores o tensómetros.

Las piezas del tipo de rotores de altas revoluciones se someten bien a los ensayos de banco, por ejemplo, los discos de trabajo de los compresores axiales y centrífugos cargados principalmente por fuerzas centrífugas. La pieza a ensayar se gira aumentando gradualmente el número de revoluciones hasta la magnitud que sobrepase un 20—40% al número de revoluciones de trabajo (lo que corresponde al aumento de las tensiones en un 40—100% en comparación con las previstas). Tales ensayos reproducen las condiciones reales de carga (salvo las tensiones térmicas que surgen en los rotores de las máquinas térmicas).

Para determinar los márgenes de seguridad, a veces, el ensayo se realiza hasta la destrucción total de la pieza.

El método más preciso, aunque es el más caro, es el de la comprobación compleja de la máquina entera, consistente en un ensayo prolongado de la máquina en regímenes forzados en el banco o en condiciones de explotación. Pasados determinados intervalos de tiempo la máquina se desmonta parcial o totalmente para determinar el estado de las piezas y los síntomas de las roturas que se aproximan. Con este método se revelan complejamente los elementos de la construcción débiles no sólo por la resistencia mecánica, sino también por la resistencia al desgaste. La posibilidad de aligerar las piezas se establece sólo por camino indirecto, es decir, por el buen estado de las piezas después de un trabajo de larga duración.

### 3.2.7 Elevación de las tensiones calculadas

Determinadas posibilidades de disminuir el peso radican en elevar las tensiones calculadas y reducir los márgenes de seguridad.

Antes que nada hagamos una estipulación. Se trata de la disminución *real* del margen de seguridad consistente en aumentar las tensiones efectivas y disminuir las secciones de la pieza. Otra cuestión es la disminución *formal* del margen de seguridad que se obtiene sólo como resultado de la especificación de la magnitud de las tensiones.

Aclaremos esto en un ejemplo.

El margen de seguridad es

$$n = \frac{\sigma_r}{\sigma}, \tag{45}$$

donde $\sigma_r$ es la tensión de rotura;

$\sigma$ es la tensión calculada.

En el caso simple de flexión de una pieza cilíndrica la tensión calculada es

$$\sigma = \frac{M}{0.1D^3},$$

donde $M$ es el momento flector que actúa sobre la pieza;
$D$ es el diámetro de la pieza.

Sustituyendo esta expresión en la fórmula (45), obtenemos

$$n = \frac{\sigma_r 0{,}1D^3}{M}.$$

La reducción real del margen de seguridad tiene lugar en el caso, si se disminuye el diámetro de la pieza. Supongamos que el diámetro del árbol se ha disminuido en un 10%. Entonces el nuevo valor del margen de seguridad es

$$n' = n0{,}9^3 = 0{,}74n,$$

y el nuevo valor de la tensión calculada es

$$\sigma' = \sigma\left(\frac{1}{0{,}9}\right)^3 = 1{,}35\sigma.$$

Al especificar formalmente la magnitud de la tensión calculada, la expresión (45) toma la forma

$$n = \frac{\sigma_r}{a\sigma},$$

donde $a$ es el coeficiente que tiene en cuenta el aumento de las tensiones a especificar el cálculo (por ejemplo, al tener en cuenta la concentración de las tensiones).

Supongamos que $a = 2$. Entonces el margen de fiabilidad baja el doble, lo que, sin embargo, no testimonia la reducción real de la resistencia mecánica y el aumento de las tensiones. Una misma pieza calculada por distinta metodología, puede tener los más diversos márgenes de seguridad y se rompe ésta a una misma carga destructiva independientemente de la magnitud del margen de seguridad calculado.

Las posibilidades de disminuir el peso mediante la reducción de los márgenes de seguridad reales dependen del tipo de carga. La ventaja mayor puede obtenerse en el caso de tracción y compresión simples. La dependencia del peso de la tensión aquí se expresa por la fórmula

$$\frac{G}{G_0} = \frac{\sigma_0}{\sigma},$$

donde $G_0$ y $\sigma_0$ son respectivamente el peso y la tensión iniciales;
$G$ es el peso con la tensión calculada elevada de $\sigma$.

En el caso de flexión y torsión la dependencia entre el peso y la tensión es más débil

$$\frac{G}{G_0} = \left(\frac{\sigma_0}{\sigma}\right)^{2/3}.$$

Hay que tener en cuenta que el aumento de las tensiones calculadas sin variar la forma de las piezas siempre se acompaña de la disminución de la rigidez, que en muchos casos determina la capacidad de trabajo de la pieza.

El método de elevación del nivel de tensión, por su eficacia, es inferior a otros procedimientos de disminución del peso.

Aclaremos esto en un ejemplo. Supongamos que un árbol está cargado por una fuerza flectora transversal o por un momento tor-

sional. Si se aumentan las tensiones calculadas, incluso considerablemente (por ejemplo, 1,5 veces), el diámetro exterior del árbol se puede disminuir en la relación $1{,}5^{-\frac{1}{3}} = 0{,}87$. En este caso, el peso se reduce en la relación $1{,}5^{-\frac{2}{3}} = 0{,}75$ (en total en un 25%) y la rigidez del árbol disminuye en la relación $1{,}5^{-\frac{4}{3}} = 0{,}57$ (en un 43%).

Se puede lograr una misma reducción del peso taladrando en el árbol un agujero de diámetro igual a 0,5 del diámetro exterior. Con este procedimiento las tensiones aumentan sólo en un 6% y la rigidez cae en un 6%.

Con el aumento del diámetro exterior sólo en un 5%, al aumentar simultáneamente el diámetro del taladrado interior en un 10%, puede lograrse una ventaja ponderal de 25%, pero manteniendo el mismo nivel de tensiones con el aumento simultáneo de la rigidez en un 5%.

De aquí la deducción: la atribución de una forma racional a las piezas es un medio más eficaz y conveniente para reducir el peso que el aumento del nivel de tensiones.

El la mayoría de las construcciones de maquinaria el aumento de las tensiones da un efecto insignificante debido a la limitación de la categoría de las piezas *calculadas*, cuyo peso, como regla, compone una pequeña parte del peso de la construcción. La parte abrumadora son piezas no calculadas. Para la amplia clase de máquinas (motores de pistón, compresores, turbinas, bombas, máquinas para trabajar metales, etc.) el peso de las piezas tipo armazón (preferentemente fundidas) es del 60 al 80% de todo el peso de las máquinas y la parte de las piezas calculadas no sobrepasa un 10—20%. Si se tiene en cuenta que las piezas tipo armazón, por condiciones de la tecnología de fabricación se ejecutan con grandes márgenes de seguridad, entonces es evidente que las reservas principales para disminuir el peso de las máquinas están en aligerar las piezas tipo armazón.

Supongamos que en una máquina de 5 t de peso las piezas tipo armazón fundidas componen el 70% del peso y el espesor medio de las paredes de la fundición es igual a 12 mm. La disminución del espesor de las paredes sólo en 1 mm da una ventaja ponderal de ~300 kg, los cuales no se pueden de ninguna manera conseguir con el cálculo más escrupuloso de las piezas calculadas, orientado a disminuir su peso.

Por supuesto que la disminución del peso de las piezas tipo armazón no debe reducir sus resistencia mecánica, rigidez y estabilidad. La disminución de las secciones debe ser compensada con el mejoramiento de la tecnología de la colada, con el aumento de la resistencia mecánica de las paredes, con la eliminación de los defectos locales de la colada. Los procedimientos puramente constructivos

del aligeramiento de las piezas tipo armazón sin perjuicio para la rigidez y resistencia mecánica son:

la atribución a las piezas de contornos suaves, redondeo de los ángulos, aplicación de formas rígidas de cáscara y abovedadas, refuerzo racional con nervios, introducción de conexiones entre los elementos de la construcción, empleo de esquemas de fuerza racionales.

Existen, no obstante, construcciones, en las cuales las piezas calculadas componen una parte relativamente grande del peso. A esta categoría se refieren las máquinas con predominio de estructuras metálicas (pescantes del ancla, grúas de pórtico y de brazo); construcciones de avión con sus elementos portantes extensivos tipo celosía; obras técnicas de celosía para distinta designación (armaduras de apoyo, montantes, castilletes, torres, mástiles). Para las máquinas y obras de este tipo la especificación del cálculo y la disminución razonable de los márgenes de seguridad da una gran ventaja ponderal.

### 3.2.8 Tensiones calculadas y márgenes de seguridad

Existen dos orientaciones principales para elegir las tensiones calculadas y los márgenes de seguridad.

La primera orientación (ahora en medida considerable se ha hecho vieja) radica en la elección previa del margen de seguridad, en establecer las tensiones calculadas sobre la base de este margen y determinar las secciones y los momentos de inercia de las piezas por las fórmulas de resistencia de los materiales y teoría de la elasticidad, teniendo en cuenta las cargas principales en el régimen de cálculo (habitualmente, el régimen de potencia máxima o de mayor número de revoluciones).

Este método se aplica también en sucesión inversa: al principio se asignan aproximadamente las dimensiones de las piezas, a continuación, se hace el cálculo de comprobación, definiendo las tensiones que actúan en las secciones peligrosas y en resumen se halla el margen de seguridad. Si este último corresponde a las magnitudes tradicionales establecidas, el cálculo se considera terminado, de lo contrario, las dimensiones de las piezas se corrigen.

En este método todos los factores que condicionan las desviaciones de las magnitudes verdaderas de las tensiones respecto a las calculadas, se adicionan al margen de seguridad, el cual debido a esto adquiere una gran magnitud (5—10 veces de reserva).

La segunda orientación moderna tiende a la aclaración completa y precisa de las tensiones efectivas que actúan en la pieza. En ayuda a la determinación analítica de las tensiones se atraen los métodos experimentales. La combinación de los métodos analíticos y experimentales permite establecer un reparto más preciso de las tensiones y determinar las magnitudes máximas de las tensiones, próximas a las verdaderas. A medida que se perfeccionan y especifican los

métodos de cálculo el número de factores desconocidos disminuye y el número de factores determinados aumenta.

A los factores indeterminables se refieren las tensiones internas provocadas por los macro y microdefectos en la estructura, así como las tensiones que surgen debido a las inexactitudes de fabricación y montaje. Estos factores se deben tener en cuenta al establecer el margen de seguridad.

Además, en el margen de seguridad se debe reflejar el grado de responsabilidad de la pieza y las posibles consecuencias de su rotura. Si la rotura de la pieza ofrece el peligro de avería a de que la máquina quede fuera de servicio, el margen de seguridad se aumenta.

El más correcto es el método de especificación de la magnitud de las tensiones y de agregación al margen de seguridad sólo de algunos factores casuales y que no se someten al cálculo. Naturalmente, para la metodología especificada de cálculo la magnitud del margen de seguridad baja, constituyendo por término medio 1,5—3.

No obstante, los métodos precisos de cálculo se han elaborado sólo para casos limitados de carga y de tipos de piezas.

La tercera orientación intermedia intenta llenar las lagunas de los métodos modernos de cálculo, pasando las magnitudes desconocidas al margen de fiabilidad, pero sólo en forma diferenciada.

El margen de fiabilidad se presenta como el producto, de una serie de coeficientes parciales, cada uno de los cuales refleja una de las indeterminaciones del cálculo. Con frecuencia se aplica el sistema de determinación del margen de seguridad como el producto

$$n = n_1 n_2 n_3,$$

donde $n_1$ es el coeficiénte que tiene en cuenta la diferencia entre las magnitudes de las cargas efectivas y las cargas introducidas en el cálculo, así como la diferencia entre las magnitudes de las tensiones efectivas y calculadas debido a la inexactitud de las fórmulas de cálculo;

$n_2$ es el coeficiente que tiene en cuenta la heterogeneidad del material, la influencia de los macro y microdefectos y las tensiones residuales en el material;

$n_3$ es el coeficiente que tiene en cuenta el grado de responsabilidad de la pieza y las exigencias a la fiabilidad de la pieza durante su explotación.

Algunos autores llevan la diferenciación aún más adelante, representando el margen de fiabilidad como el producto de muchos (hasta diez y más) coeficientes parciales que abarcan todos o casi todos los factores de indeterminación enumerados anteriormente (pág. 183). Luego, aportan recetas para la elección de los valores numéricos de cada uno de ellos según sea el grado de autenticidad del cálculo, calidad de fabricación, complejidad de forma de las piezas, etc.

Como es fácil de ver, este sistema no se diferencia en principio del viejo por su margen de seguridad total. La diferencia consiste

sólo en que, si antes el diseñador cometía un error serio al elegir el margen de seguridad, en el sistema diferenciado puede cometer varios errores pequeños que se van acumulando uno a otro.

Con este método la apreciación de los factores de indeterminación es convencional. Por ejemplo, es dudoso el factor del grado de exactitud del cálculo. La apreciación numérica de este factor, en realidad, presume de la existencia de un cálculo preciso que permita determinar la magnitud verdadera de las tensiones. Pero, entonces no habrá necesidad del coeficiente de corrección y bastará con introducir en el cálculo estas tensiones.

Además, los valores numéricos de los coeficientes de corrección de categorías tan heterogéneas como, por ejemplo, la exactitud del cálculo y la perfección de la tecnología de fabricación, son incomparables.

En la práctica, la aplicación del sistema de coeficientes diferenciados, frecuentemente, se reduce a elegir sus valores numéricos de tal modo que se obtenga la magnitud aceptable del margen general de seguridad, en el concepto anterior de esta palabra.

Es evidente que en la etapa moderna, el estado de este problema es inestable. Los métodos de antaño han envejecido, los nuevos métodos no se han elaborado completamente ni para todos los casos. Allí, donde existen procedimientos exactos experimentalmente comprobados, de cálculo de las tensiones, conviene hacer uso del segundo método, invirtiendo en el margen de seguridad sólo los factores realmente indeterminados.

Allí, donde hay que utilizar los métodos simplificados de cálculo, conviene apoyarse en la experiencia de las construcciones análogas ejecutadas y comprobadas en la explotación.

El servicio prolongado y sin averías es la major demostración de que las tensiones en la pieza son aceptables (aunque de aquí no se debe deducir que estas tensiones no pueden ser disminuidas). La conservación de la semejanza geométrica de la pieza que se proyecta y del prototipo, la elección de las dimensiones absolutas de la pieza de las condiciones de igualdad de las tensiones debidas a las cargas principales actuantes, y quizá con cierto aumento de las tensiones, conducen casi sin faltas a la creación de una pieza con capacidad de trabajo.

Como regla general hay que observar gran precaución al disminuir los márgenes de seguridad. La ventaja ponderal como resultado del aumento de las tensiones calculadas, en la mayoría de los casos es pequeña debido al peso específico relativamente pequeño de las piezas calculadas en la construcción de la mayoría de las máquinas. El riesgo es considerable. En primer lugar, baja la rigidez de las piezas, que en muchos casos determina la capacidad de trabajo de la construcción. La disminución de la rigidez puede producir la aparición de cargas complementarias, difícil de tenerlas en cuenta, que a su vez empeoran las condiciones de trabajo de las piezas. Por eso, al elevar las tensiones calculadas es obligatoria

la comprobación analítica o experimental del grado de disminución de la rigidez. Lo mejor de todo es compaginar el aumento de las tensiones calculadas con los métodos constructivos de aumento de la rigidez, consistentes en atribuir a las piezas formas racionales.

La condición indispensable de la comparación directa de los márgenes de seguridad adoptados en distintas ramas de la construcción de maquinaria es la identidad de la metodología del cálculo, así como de la igualdad de las teorías de la resistencia mecánica, que se toman como base en el cálculo de los estados tensados complejos.

Además, en necesario tener en cuenta la especificidad de la rama de la construcción de maquinaria. Para las máquinas de elevada clase que se fabrican en condiciones de rigurosa disciplina tecnológica, con un control minucioso de calidad de los productos, que exluye la posibilidad de suministrar al montaje piezas con defectos del material, se aceptan valores disminuidos del margen de seguridad. Llevar mecánicamente estos valores para la máquina que se fabrica en condiciones de producción menos calificada, sería un error.

En las construcciones de aviación, por ejemplo, los márgenes de seguridad referidos a las tensiones y calculados con todo género de exactitud y plenitud, empleando métodos especiales de cálculo comprobados con experimentos, constituyen, a veces, el 20—30%. Está claro que estos valores son inadmisibles para las piezas que se calculan por el método tipo simplificado, fabricadas y comprobadas menos escrupulosamente que en las fábricas de aviación, y designadas para trabajar en el curso de un plazo más duradero que en aviación.

### 3.2.9 Regímenes calculados

La condición obligatoria del cálculo correcto es la especificación de los regímenes calculados sobre la base de un estudio minucioso de los casos de sobrecargas posibles, en la explotación. Los regímenes calculados no siempre coinciden con los regímenes de potencia máxima o de máximo número de revoluciones. Éstos pueden ser regímenes de arranque, cuando ciertas máquinas (motores eléctricos de corrientes alterna de jaula de ardilla y de corriente continua en derivación) desarrollan un momento torsional elevado, así como regímenes de frenado, parada, inversión, de paso de un número de revoluciones a otro (o de una carga a otra), por fin, de caída repentina de la carga, cuando la máquina empieza a trabajar hasta la destrucción total.

En las máquinas, en cuyo accionamiento hay mecanismos irreversibles (pares de tornillo sin fin), las tensiones elevadas surgen al pararse, cuando los eslabones accionados que giran y que se mueven linealmente, gracias a la energía acumulada en ellos resultan propulsores respecto al mecanismo irreversible.

En los árboles cigüeñales de los motores de combustión interna las tensiones mayores surgen en el caso de vibraciones torsionales, en los árboles flexibles de las turbinas, al pasar por el número crítico de revoluciones.

En muchos casos las sobrecargas se pueden eliminar o considerablemente debilitar con medidas constructivas, por ejemplo, introduciendo reguladores o limitadores del número de revoluciones, accoplamientos limitadores, amortiguadores de oscilaciones, etc.

En otras condiciones de sobrecargas los regímenes son insuperables e inevitablemente acompañan la explotación de las máquinas. Por ejemplo, para la maquinaria de construcción de carreteras, es el trabajo en terrenos duros o pedregosos, en suelo húmedo, pendientes, con inclinaciones laterales. Para las máquinas elaboradores tienen significación las oscilaciones de las características de la materia prima y de los materiales que se suministran a la elaboración.

Todos estos factores se deben estudiar minuciosamente por el lado de su influencia en la resistencia mecánica y tener en cuenta, al elegir los regímenes calculados.

### 3.3 Materiales de elevada resistencia mecánica

Un medio efectivo de reducir el peso de las construcciones es el aumento de la resistencia mecánica de los materiales. A diferencia del procedimiento de aumentar las tensiones mediante la reducción del margen real de seguridad, relacionado con el riesgo de debilitar la pieza, la fiabilidad, en el caso dado, no disminuye (si se conserva la magnitud del margen de seguridad). Otra diferencia consiste en que este procedimiento es aplicable a todas las piezas sin excepción, mientras que el primer procedimiento abarca sólo las piezas calculadas.

Los procedimientos fundamentales de endurecer los materiales son los siguientes: el tratamiento por presión en caliente, aleación, termotratamiento de endurecimiento, tratamiento químico-térmico, tratamiento por métodos de deformación plástica en frío.

*Tratamiento por presión en caliente.* El endurecimiento del metal durante el tratamiento por presión en caliente transcurre como resultado de la transformación de la estructura porosa del lingote a la estructura compacta con dirección orientada de las cristalitas. Al formarse los cristales en el proceso de enfriamiento del metal líquido, en las zonas límites aparecen sopladuras provocadas por la contracción del metal al pasar del estado líquido al sólido, por desprendimiento de poros de gas debido a la disminución de la solubilidad de los gases en el metal con disminución de la temperatura, etc.

Al crecer los cristales, las impurezas que inevitablemente existen en el metal, se acumulan en las juntas de los granos, donde finaliza la cristalización. Como resultado de esto, a la estructura de fundición le es propio el insuficiente enlace entre los granos, lo que condiciona a los metales colados resistencia mecánica y tenacidad bajas. En el tratamiento por presión en caliente las sopladuras entre las cristalitas se forjan y sueldan, las capas intercaladas de impurezas se

quebrantan por las juntas de los cristales y bajo la acción de una alta temperatura y presión se disuelven en el metal.

La máxima significación para elevar la resistencia mecánica tiene el proceso de recristalización que transcurre al enfriarse el metal en un determinado intervalo de temperaturas (para los aceros 450—700° C). De los trozos de los cristales, destruidos y deformados en el proceso de cinglado, surgen nuevos granos diminutos. Al crecer los granos recristalizados las impurezas quedan en estado disuelto en las cristalitas. Por eso, para los metales forjados es característica

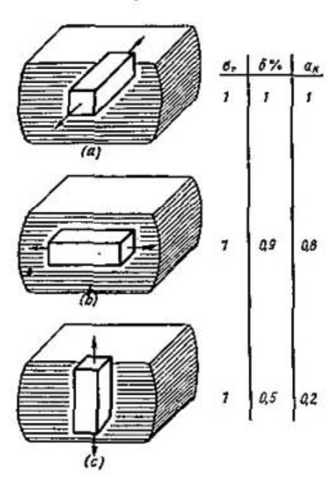



Fig. 90. Límite de rotura $\sigma_r$, alargamiento $\delta$ y resiliencia específica $\alpha_k$ del acero, según sea la dirección de las fibras

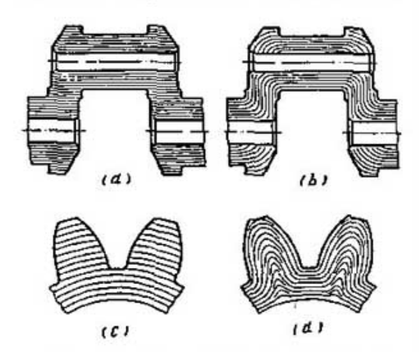



Fig. 91. Disposición de las fibras

la estructura compuesta de granos diminutos redondos bien ligados el uno con el otro, lo que condiciona la elevada resistencia mecánica y tenacidad del metal forjado.

Para los metales forjados y particularmente laminados es característica la anisotropía de las propiedades mecánicas en las direcciones a lo largo y perpendicularmente a las fibras. La dirección de las fibras influye sobre todo bruscamente en la tenacidad (fig. 90).

La dirección de las fibras en las piezas forjadas y estampadas debe ser concordada con la configuración de la pieza y con el sentido de la acción de las cargas de trabajo. Los árboles cigüeñales forjados o estampados en varias transiciones, con las fibras, que siguen la configuración de los codos (fig. 91, *b*) son considerablemente más resistentes que los árboles fabricados de piezas brutas prismátricas con corte de las fibras (fig. 91, *a*). El moleteado en caliente de los dientes de las ruedas con el subsiguiente calibrado en frío garantiza

la correcta dirección de las fibras respecto a las cargas que actúan sobre el diente (fig. 91, *d*).

*La aleación* persigue diversos fines: elevación de la resistencia a la corrosión y la de la resistencia a altas temperaturas, mejoramiento de la soldabilidad, atribución de propiedades físicas particulares. La designación principal de la aleación es el aumento de la resistencia mecánica con el mejoramiento diferencial de las características particulares de la resistencia mecánica, tenacidad, plasticidad, elasticidad y resistencia al desgaste. La adición de algunos elementos aumenta la capacidad de calcinación de los aceros, lo que permite obtener propiedades mecánicas elevadas por toda la sección de la pieza.

Los aceros que mayores características sumarias de la resistencia mecánica poseen son los aceros al cromo-níquel, en particular los polialeados al cromo-níquel-tungsteno y al cromo-níquel-vanadio.

Para obtener altas cualidades mecánicas la aleación debe ser complementada con tratamiento térmico.

En la tabla 7 se dan las características comparativas de los aceros aleados y al carbono.

*Tabla 7*

**Características de resistencia mecánica en promedio de los aceros aleados y al carbono (a un tratamiento térmico óptimo)**

| Aceros | Resistencia a la tracción $\sigma_r$, en kgf/mm² | Límite convencional de fluencia $\sigma_{0,2}$, en kgf/mm² | Alargamiento relativo $\sigma$, en % | Límite de fatiga $\sigma_{-1}$, en kgf/mm² | Resiliencia $a_k$, en kgf×m/cm² |
|---|---|---|---|---|---|
| Pobres en carbono | 35—50 | 25 | 25 | 20 | 3—6 |
| Con 0,3% aproximadamente de carbono . . . . | 60—80 | 40—50 | 12 | 25—30 | 4—8 |
| Aleados de alta resistencia . . . | 100—180 | 100—150 | 6—8 | 60—100 | 6—10 |

*El tratamiento térmico endurecedor* (temple con revenido alto, medio y bajo, temple isotérmico) provoca la formación de estructuras desequilibradas con red cristalina fuertemente deformada (sorbita, troostita, martensita, bainita).

Regulando los regímenes de tratamiento térmico puede obtenerse aceros con distinto contenido de estas estructuras, diferentes dimensiones y forma de los granos y respectivamente con diversas propiedades mecánicas. Para los aceros de construcción se emplea frecuentemente el mejoramiento (temple con alto revenido) que asegura la combinación más favorable de resistencia mecánica, tenacidad y plasticidad.

Ultimamente ha adquirido amplia difusión el temple con calentamiento por inducción de la capa superficial con corriente de alta

frecuencia. Además de las ventajas puramente tecnológicas (rendimiento económico del proceso, alta productividad), este tipo de tratamiento térmico da considerable efecto endurecedor, debido al surgimiento de tensiones residuales de compresión en la capa superficial templada.

*El tratamiento quimicotérmico* consiste en saturar la capa superficial con carbono (cementación) o con nitrógeno (nitruración, cianuración), con la formación (en el último caso) de nitruros de Fe y de elementos de aleación. Estos tipos de tratamiento térmico tienen el fin principal de dar a la superficie alta dureza y resistencia al desgaste. Al mismo tiempo, éstos aumentan la resistencia mecánica (particularmente, en las condiciones de carga cíclica), gracias a la formación de un estado tensado de compresión en la capa superficial.

*El endurecimiento por métodos de deformación plástica* (chorreado con perdigones, moleteado, troquelado, calibración en frío) contribuye a la creación de tensiones de compresión en la capa superficial y al aumento de la resistencia a la fatiga.

### 3.3.1 Fundiciones de alta resistencia

Las fundiciones grises son uno de los materiales de construcción más difundidos. La baratura, las buenas cualidades de fundición, la alta resistividad a las cargas cíclicas condicionan su amplio empleo para fabricar piezas tipo armazón de las máquinas estacionarias y de transporte en los casos en que las exigencias del peso no juegan el papel principal.

Las insuficiencias de las fundiciones grises son la poca resistencia mecánica, baja resiliencia y fragilidad.

El primer paso en el camino del endurecimiento de las fundiciones es la *inoculación*, consistente en adicionar a la fundición líquida (antes de colar las piezas) una pequeña cantidad de inoculantes (de silicocalcio, ferrosilicio, polvos de grafito) que mejoran sus propiedades y que contribuyen a obtener una estructura homogénea en todas las secciones de la fundición. Semejante *inoculación grafitizante* evita el desprendimiento de grafito en forma laminar, dándole a sus inclusiones una forma grumosa más favorable para la resistencia mecánica, contribuye a la obtención de una estructura perlítica y disminuye la tendencia al temple de fundición en concha. La resistencia mecánica de las fundiciones inoculadas es de un 30 a un 50% mayor que la de las fundiciones grises.

En los últimos años se han elaborado procedimientos para obtener *fundiciones de alta resistencia*, es decir, aleadas (con Mg, Mn, Cr y otros elementos), tratados térmicamente con perlita granular, con forma globular de las inclusiones de grafito, obtenida mediante la inoculación *esferoidizadora* (inoculantes: Mg, Ce o aleaciones de estos metales con Cu y Ni). La composición química típica de la fundición de alta resistencia es: 3,4—3,6% de C; 2—2,2% de Si;

0,03—0,6% de Mg; 0,15—0,25% de Cr; 1,15—1,3% de Mn; no más de 0,005% de S y 0,12% de P.

El tratamiento térmico reside en la normalización a 950° C con mantenimiento en el curso de 6—8 h y el enfriamiento subsiguiente a la velocidad de 30—60° C/min. Luego, sigue el revenido con calentamiento hasta 700—720° C en el curso de 8 h y enfriamiento al aire.

Las fundiciones de alta resistencia sobrepasan considerablemente a las grises por las propiedades mecánicas (tabla 8) y se aproximan

*Tabla 8*

**Características de las fundiciones grises y de la alta resistencia**

| Indices | Fundiciones | |
|---|---|---|
| | grises | de alta resistencia |
| Límite de rotura en kgf/mm²: | | |
| a la tracción $\delta_r$ | 15—30 | 45—80 |
| a la flexión $\delta_f$ | 30—45 | 50—90 |
| Límite de fluencia $\sigma_{0,2}$ en kgf/mm² | 10—20 | 40—50 |
| Límite de fatiga $\sigma_{-1}$, en kgf/mm² | 6—15 | 15—25 |
| Alargamiento relativo $\sigma$ en % | $<0,3$ | 2—10 |
| Resiliencia $a_k$, en kgf·m/cm² | 0,2—0,4 | 1,5—3 |
| Módulo de elasticidad $E$, en kgf/mm² | 8000 | 15 000 |

a los aceros. Se emplean para fabricar piezas cargadas tipo armazón de configuración compleja. Dichas fundiciones se someten a la elaboración por corriente de alta frecuencia, al endurecimiento con ayuda del chorreado con perdigones y a la nitruración. Las fundiciones de alta resistencia nitruradas (con aditivo de Al) tienen una dureza de $HV \approx 900$.

Ahora, de las fundiciones de alta resistencia se cuelan piezas de importancia fuertemente cargadas, por ejemplo, árboles cigüeñales, cuya resistencia mecánica no es inferior a la de los forjados y estampados de aceros al carbono y de baja aleación, y en cuanto a la resistencia al desgaste son superiores. El coste de la fabricación de los árboles fundidos es muchas veces menor que el de la de árboles de acero estampados.

Las cualidades de fundición de las fundiciones de alta resistencia son inferiores a las de las grises (la contracción de las fundiciones grises es de 0,8—1,2%, la de las de alta resistencia es de 1,3—1,8%). No obstante, las fundiciones de alta resistencia se cuelan considerablemente mejor que los aceros fundidos. Es necesaria la desulfuración minuciosa de la fundición, de lo contrario en la fundicíón se separan sulfuros de magnesio (en forma de *manchas negras*) que provocan el debilitamiento local de las piezas fundidas.

Conviene tener en cuenta que la tenacidad cíclica de las fundiciones de alta resistencia es considerablemente menor que la de las grises.

Se llama tenacidad cíclica a la propiedad de los metales de convertir parcialmente en calor la energía de la deformación elástica, debido a las pérdidas internas por rozamiento. Cuanto mayor sea la tenacidad cíclica, tanto más alta será la capacidad del metal de extinguir las oscilaciones en el caso de carga cíclica. La tenacidad cíclica más elevada la poseen las fundiciones grises.

La magnitud de la tenacidad cíclica se caracteriza por el coeficiente $\psi$ de la histéresis (relación en tanto por ciento de la pérdida $\vartheta$ de energía por cada ciclo de deformación a la energía total $w$ de deformación):

$$\psi = \frac{\vartheta}{w}\,100\%.$$

En la figura 92 se dan los valores del coeficiente de histéresis para las fundiciones y los aceros en función de la amplitud $\tau$ de oscilación de las tensiones por cada ciclo de deformación. Como se ve del diagrama la tenacidad cíclica de las

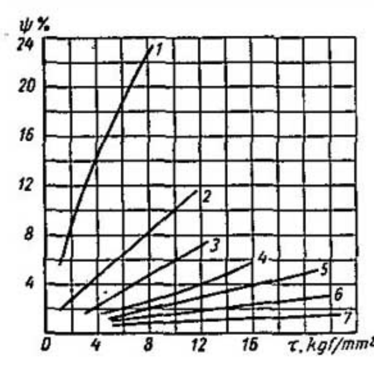



Fig. 92. Coeficiente $\psi$ de histéresis en función de la amplitud $\tau$ de oscilación de las tensiones por ciclo de deformación:

1 — fundición gris; 2 — fundición inoculada; 3 — acero 20; 4 — acero 45; 5 — fundición de alta resistencia; 6 — fundición de acero; 7 — acero 40X (40J)

fundiciones grises sobrepasa 5—6 veces la de los aceros al carbono y 10—20 veces la de los aceros aleados. Las fundiciones de alta resistencia, por la magnitud de la tenacidad cíclica, son aproximadamente equivalentes a los aceros, en tanto que las fundiciones inoculadas ocupan una posición intermedia entre las grises y las de alta resistencia.

La tenacidad cíclica de los metales no ferrosos es extremadamente baja. Una excepción representan las aleaciones a base de magnesio que se aproximan por la tenacidad cíclica a los aceros al carbono.

### 3.3.2 Aceros extrarresistentes

Los trabajos sobre la creación de materiales extrarresistentes se basan en la representación moderna de las *dislocaciones* (distorsiones locales de las redes átomo-cristalinas espaciales), como la causa de origen de la divergencia que se observa entre la resistencia mecánica real de los metales y la teórica predicha sobre la base de la magnitud de los enlaces atómicos en las redes cristalinas. La resisten-

cia mecánica teórica es igual aproximadamente a (0,1—0,5) $E$, donde $E$ es el módulo de la elasticidad normal. La resistencia mecánica real es decenas y, a veces, centenares de veces menor. Dicho de otro modo, en los metales modernos se utiliza una parte insignificante de su posible resistencia.

Hasta hace poco, se consideraba que el proceso de deformación plástica consistía en el desplazamiento simultáneo de los planos cristalinos uno respecto a otro. Esta representación se relaciona con la gran magnitud de los esfuerzos indispensables para vencer los enlaces atómicos en los planos de deslizamiento. Hoy día, es universalmente admitida la teoría, conforme a la cual el desplazamiento no transcurre instantáneamente, sino por etapas sucesivas (por relevos).

En los sectores de disposición de las dislocaciones, como resultado de la distorsión de la red cristalina se forman zonas de deslizamiento simplificado. Basta un esfuerzo de cizallamiento relativamente pequeño para provocar en tal sector el desplazamiento de los planos cristalinos a una distancia interatómica. Este desplazamiento va acompañado del traslado de la zona de deslizamiento simplificado en la dirección o contra la dirección de la acción de la fuerza. En el nuevo lugar de la disposición de la zona, a su vez, transcurre el desplazamiento a una distancia interatómica que va acompañado de un nuevo traslado de la zona de deslizamiento.

De este modo, la zona de deslizamiento, trasladándose sucesivamente en dirección de la acción de la fuerza, provoca el desplazamiento de todo el plano cristalino a una distancia interatómica. Si la fuerza continúa actuando, el fenómeno se reitera varias veces y tiene lugar un *macrodesplazamiento* de los planos cristalinos.

Evidentemente que este desplazamiento sucesivo que exige sólo la ruptura *local* de los enlaces atómicos transcurre bajo la acción de la fuerza muchas veces menor que la fuerza indispensable para desplazar simultáneamente a la vez todo el plano cristalino.

El mecanismo descrito del surgimiento y propagación del desplazamiento es la causa fundamental de la reducida resistencia mecánica real de los metales, en comparación con la teórica.

El traslado del área de deslizamiento simplificado continúa hasta que la dislocación sale a la superficie del bloque cristalino o topa con algún obstáculo (aglomeración de átomos ajenos de impurezas, dislocación dispuesta perpendicularmente, dislocación de disposición igual, pero de otro signo). Las dislocaciones de diferentes denominaciones al chocar una con otra, se extinguen recíprocamente.

De aquí se deduce que el aumento del número de heterogeneidades, es decir, el aumento de la cantidad de impurezas y del número de distorsiones de la red cristalina, así como el afino de los bloques cristalinos endurecen el metal, creando obstáculos en el camino del desplazamiento de las dislocaciones y bloqueando su propagación.

Las dislocaciones son regularmente inherentes de cualquier metal y surgen en enormes cantidades. La densidad media de la distribución de dislocaciones en los aceros es de $10^8 \div 10^{10}$ $cm^{-2}$.

Las causas del surgimiento de las dislocaciones son muy diversas. A estas se refieren: el acuñamiento de las capas cristalinas sobrantes, los así llamados extraplanos (*dislocaciones lineales*), el desplazamiento espiral de los planos cristalinos uno respecto a otro (*dislocaciones helicoidales*). Una variedad de las dislocaciones son las lagunas, es decir, la ausencia de átomos en el nudo de las redes cristalinas, así como la inclusión de átomos ajenos entre los nudos. Las distorsiones locales de la red tienen lugar al aplicar cargas exteriores, así como en las zonas de acción de las tensiones internas.

El surgimiento de dislocación puede provocar la aparición de nuevas dislocaciones en los sectores contiguos. Existen fuentes de surgimiento espontáneo de dislocación: dos dislocaciones lineales compatibles forman un generador de dislocación que actúa continuamente (fuentes de Franco-Rid).

Existen dos caminos fundamentales para aumentar la resistencia mecánica de los metales:

1) la eliminación o el reducimiento del número de dislocaciones (creación de metales de estructura cristalina homogénea correcta);

2) aumento del número de heterogeneidades (creación de obstáculos que frenen el desarrollo y la propagación de las dislocaciones).

Las posibilidades del primer procedimiento son bastante limitadas, ya que una estructura indectible puede obtenerse sólo en materiales muy puros y en volúmenes muy pequeños que excluyen el surgimiento y desarrollo de dislocaciones. En condiciones de laboratorio suelen obtenerse cristales delgaditos (de 0,05—2 μ de espesor) filiformes de varios milímetros de longitud (llamados *agujitas*) que poseen una resistencia mecánica extraordinaria. El cristal filiforme del hierro tiene una resistencia a la rotura de 1350 kgf/mm², lo que es aproximadamente 100 veces mayor que el límite de rotura del hierro ordinario técnico y 10 veces mayor que la resistencia de los aceros aleados de calidad. Al mismo tiempo, las agujitas poseen caractéristicas elásticas muy elevadas. El alargamiento elástico de las agujitas de hierro alcanza el 5%, mientras que en el hierro técnico éste sobrepasa un 0,01%.

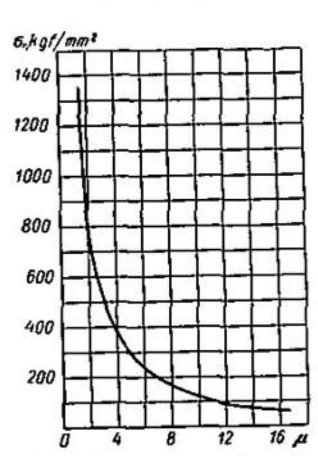


Fig. 93. Resistencia mecánica de las agujas de hierro (kgf/mm²) en función del diámetro (μ)

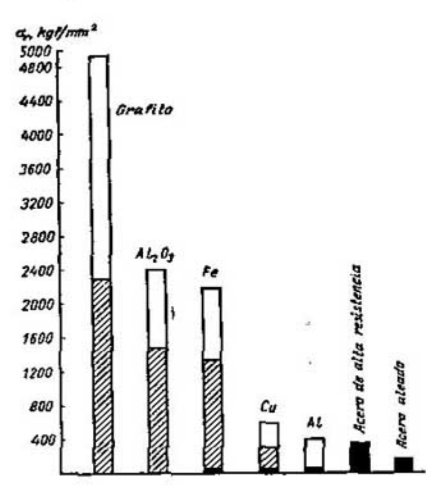


Fig. 94. Resistencia mecánica teórica de los materiales (rectángulos blancos), resistencia mecánica de las agujas (rectángulos rayados) y resistencia mecánica técnica real (rectángulos ennegrecidos)

La resistencia mecánica elevada y la elasticidad de las agujitas está relacionada con la pureza de sus materiales y con la correcta

estructura cristalina. El desarrollo de las dislocaciones en las agujitas prácticamente es imposible, debido a que su diámetro es menor que la extensión media de las dislocaciones. Con el aumento del diámetro la resistencia mecánica de las agujitas cae bruscamente (fig. 93), debido a la aparición de dislocaciones.

Las agujitas se obtienen también de materiales no metálicos (grafito, óxido de aluminio $Al_2O_3$, óbido de silicio $SiO_2$, carburo de silicio SiC); su resistencia mecánica es aún mayor que la de las agujitas metálicas (fig. 94).

La resistencia mecánica de las agujitas es un 50—60% de la teórica. No obstante, el empleo técnico de los cristales filiformes es dificultoso por sus pequeñas dimensiones.

Tal vez, el único procedimiento real de utilizar los cristales filiformes es la creación de materiales compositivos compuestos de agujitas colocadas en orden orientado en una matriz metálica (por ejemplo, de aluminio) o de plástico. Si las agujitas tienen una longitud suficiente para adherirse sólidamente con las matrices (por la superficie lateral de las agujitas), entonces puede utilizarse en considerable medida su resistencia mecánica. La resistencia mecánica de los materiales compositivos que contienen, en peso, un 40—50% de agujitas constituye aproximadamente el 30% de la resistencia de las agujitas. Así, la composición de agujitas de zafiro ($Al_2O_3$) y de aluminio metálico tiene una resistencia mecánica de 500—600 kgf/mm².

Estos materiales son muy caros (su coste es aproximadamente igual al precio del platino); se emplean limitadamente para construcciones especiales.

El segundo camino es de más perspectiva por tender al *aumento* del grado de heterogeneidad y número de heterogeneidades. La primera etapa en este camino son la aleación y el tratamiento térmico, cuyo efecto endurecedor, en esencia, se reduce a aumentar la densidad de las dislocaciones.

Los ulteriores éxitos en la creación de aceros resistentes están relacionados con que en algunos aceros aleados de múltiples componentes (con un contenido total relativamente pequeño de adiciones de aleación) durante el enfriamiento desde la temperatura de transformación de la austenita en un determinado intervalo de temperaturas (450—550° C) no se observa la desintegración de la austenita, acompañada de la formación de mezclas sólidas ferrito-cementíticas. Por consiguiente, en este intervalo de temperaturas el acero queda un tiempo ilimitado en estado plástico; éste puede forjarse, estamparse y laminarse.

Esto puso principio al *procedimiento termomecánico de tratamiento* que representa la combinación de los procesos de tratamiento térmico y deformación plástica.

*El tratamiento termomecánico a baja temperatura* (TTBT) consiste en una deformación plástica intensiva del acero en el intervalo de temperatura del estado austenítico estable.

Este proceso (fig. 95, *a*) consta del calentamiento hasta 900—1000° C, el rápido enfriamiento hasta 450—550° C, la deformación plástica reiterada a esta temperatura con gran grado de deformación

(hasta un 90%), del temple martensítico y el revenido a la temperatura de 250—400° C.

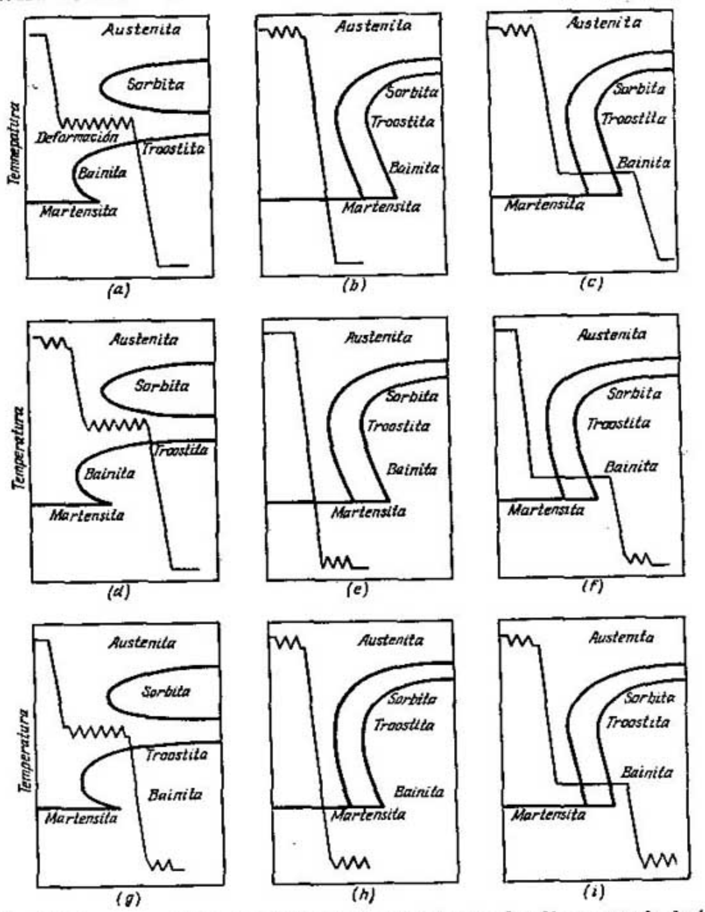



Fig. 95. Esquemas del tratamiento termomecánico (en los diagramas de desintegración isotérmica de la austenita: temperatura — tiempo)

Al tratamiento termomecánico a baja temperatura se someten los aceros de la siguiente aproximadamente composición química: 0,4—0,6% de C; 1—1,5% de Ni; 0,7—1,5% de Mn; 1—1,5% de Si;

1—3% de Cr y 0,5—1,5% de Mo, que poseen el intervalo de temperatura indicado del estado estable de la austenita.

El TTBT provoca un considerable aumento de la resistencia mecánica (resistencia a la tracción $\sigma_r = 320-350$ kgf/mm², límite de fluencia $\sigma_{0,2} = 280-300$ kgf/mm² a un alargamiento $\delta = 8-12\%$). Esto es aproximadamente 2 veces mayor que los índices de resistencia mecánica de los mejores aceros aleados modernos. Es esencial que TTBT eleva bruscamente la resistencia a la fatiga.

El aumento de la resistencia mecánica con TTBT está condicionado principalmente por el gran grado de alteración de la estructura cristalina como resultado de la deformación semiplástica acompañada de un afino de los bloques cristalinos (4—5 veces en comparación con las dimensiones de los bloques con el tratamiento térmico habitual).

La insuficiencia del TTBT consiste en que las piezas después de tratamiento no pueden someterse a la acción de altas temperaturas, ya que durante el calentamiento el acero pierde la resistencia mecánica adquirida. Esto excluye la soldadura de las piezas sometidas a TTBT.

Este proceso es aplicable para el laminado y las piezas de forma sencilla. El tratamiento de las piezas de configuración compleja no da resultados de pleno valor, debido a que no es posible asegurar igual grado de deformación y propiedades homogéneas del metal en todos los sectores de la pieza.

Otra insuficiencia es el aumento de los esfuerzos indispensables para la deformación del material en estado semiplástico.

Para eliminar esta última insuficiencia se aplica el *tratamiento termomecánico a alta temperatura* (TTAT). Con este procedimiento (fig. 95, *b*) el material se deforma en el intervalo de temperaturas de 800—900° C a un grado de deformación de un 20—30%. Después de esto, la pieza se somete al temple martensítico y al revenido. A veces se realiza el temple bainítico (fig. 95, *c*).

Este procedimiento de TTAT da un acrecimiento menor de la resistencia mecánica. El límite de rotura se eleva hasta 220—280 kgf/mm², lo que, sin embargo, es 1,5—2 veces mayor que la resistencia en el caso de tratamiento separado por presión y tratamiento térmico. Además, con el TTAT aumenta la plasticidad y la resiliencia, disminuye la sensibilidad del acero a la concentración de tensiones.

Al endurecimiento con TTAT se someten también los aceros ordinarios con 0,3% aproximadamente de carbono, aunque en este caso el efecto de endurecimiento es menor. Así, el tratamiento termomecánico a alta temperatura aumenta el límite de rotura del acero St. 45 hasta 180—200 kgf/mm².

Se pueden combinar distintos métodos de tratamiento termomecánico. La combinacion del TTAT y del TTBT (fig. 95, *d*) da un 15—20% de acrecimiento complementario de la resistencia mecánica.

Otro procedimiento de endurecimiento está fundamentado en el envejecimiento por deformación de la martensita (EDM). Con este procedimiento (fig. 95, *e*) el acero, al principio se somete al tratamiento térmico endurecedor ordinario (temple y revenido a 250—400° C), luego, se deforma en frío con un grado de deformación de 1—3%. A continuación sigue el envejecimiento en el curso de 1—2 h a una temperatura aproximadamente 100° C inferior a la de revenido. En el poceso de envejecimiento la resistencia mecánica del acero aumenta hasta 200—250 kgf/mm². Es esencial que la relación del límite de fluencia al límite de rotura resulta igual a $\frac{\sigma_{0.2}}{\sigma_r} \approx 1$. Como resultado de esto, los aceros envejecidos por deformación se aproximan según la magnitud del límite de fluencia, que es la característica fundamental de resistencia del material, a los aceros endurecidos por los procedimientos más complejos descritos anteriormente.

Para la deformación puede utilizarse cualquier procedimiento: cinglado, tracción, torsión, estampado, laminado. Las piezas de configuración compleja se deforman, aplicándoles cargas que reproducen carga de trabajo. Así, los recipientes se consolidan aplicando elevada presión interna con el subsiguiente envejecimiento.

El aumento de la resistencia mecánica con el envejecimiento por deformación es el resultado de la acción conjunta de dos factores: el endurecimiento por deformación en frío (aumento de la densidad de las dislocaciones) y el afino de los bloques de martensita.

Una variedad de este procedimiento es el temple isotérmico bainítico con el subsiguiente envejecimiento por deformación (fig. 95, *f*) Se aplica también la combinación del envejecimiento por deformación con el TTBT (fig. 95, *g*) y el TTAT (fig. 95, *h*, *i*).

En los últimos años se ha propuesto un proceso de endurecimiento fundamentado en el *envejecimiento de la martensita aleada sin carbono*. A este tipo de endurecimiento se someten las aleaciones sin carbono (< 0,01% de C) Fe—Ni—Co—Mo que contienen un 18—20% de Ni; 7—10% de Co y 3—5% de Mo y, aditivos obligatorios de Ti (0,3—1,5%) y Al (0,1—0,3%), que son los principales elementos endurecedores.

El tratamiento térmico de estas aleaciones consta del temple martensítico, que a diferencia del temple ordinario de las aleaciones al carbono no exige elevadas velocidades de enfriamiento y transcurre al aire tranquilo desde la temperatura de 800—1000° C (habitualmente las aleaciones se templan desde la temperatura de forja). Como resultado del templado se forma martensita blanda (*HRC* 10—15) que se somete bien a la deformación en frío.

A continuación el material se somete al envejecimiento, manteniéndolo en el curso de 3 h aproximadamente a la temperatura de 450—500° C. Después del envejecimiento el límite de rotura aumenta hasta 210—250 kgf/mm² (con una relación de $\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_r} \approx 1$); la martensita adquiere una dureza de hasta *HRC* 50, conservando alta plasti-

cidad ($\delta = 10 \div 12\%$) y tenacidad ($a_k = 8 \div 12$ kgfm/cm²). El endurecimiento esta condicionado preferentemente por el desprendimiento de compuestos intermetálicos tipo Ni(Ti, Al) y $Ni_3$(Ti,Al, Mo).

Las aleaciones que se someten a envejecimiento martensítico poseen altas características tecnológicas. El envejecimiento no provoca pandeo en el producto y, por consiguiente, puede ser la operación tecnológica definitiva. Tales aleaciones pueden elaborarse por deformación plástica en caliente de todos los tipos (forja, laminación). En estado templado (hasta el envejecimiento) estas aleaciones pueden elaborarse por presión (embutición profunda, operaciones para la conformación en el torno). La maquinabilidad mecánica de éstas es buena; se someten a la soldadura tanto después del temple, como después del envejecimiento. El desendurecimiento en la zona de la costura soldada (al soldar en estado envejecido) se elimina reiterando el envejecimiento.

La insuficiencia de las aleaciones que se someten a envejecimiento martensítico es el aumento del contenido de los escasos Ni y Mo. Con la introducción de 1,5—2% de Mn pueden obtenerse altos índices de resistencia mecánica y de tenacidad con un contenido de Ni no mayor de 8—12%.

Los científicos soviéticos han elaborado un procedimiento para endurecer los aceros pobres en carbono, valiéndose del tratamiento mecánico-térmico reiterado (TMTR). Este procedimiento radica en deformar 5—6 veces la probeta correspondiente para cada etapa de carga a la longitud de la zona de fluencia en el diagrama tensión — alargamiento relativo (la deformación sumaria es de un 6—8%), hasta la desaparición total de la zona de fluencia. A continuación sigue el envejecimiento a una temperatura de 100—200° C en el curso de 10—20 h. Como resultado de este tratamiento el límite de fluencia aumenta un 25—30% (haciéndose prácticamente igual al límite de rotura), y el límite de fatiga un 30—50%.

Ultimamente junto con el tratamiento termomecánico se practica el endurecimiento complementario mediante la *aplicación de un campo magnético* que provoca, en virtud del fenómeno conocido de magnetoestricción, el cambio de las dimensiones de los cristales. Las tensiones que aparecen como resultado de la magnetoestricción, adicionándose a las tensiones obtenidas como resultado del tratamiento termomecánico precedente, en un grado aún mayor, endurecen el acero (aproximadamente en un 10—15% en comparación con la resistencia mecánica inicial). Este procedimiento de endurecimiento se llama *tratamiento termomecanomagnético* (TTMM).

En las condiciones de laboratorio ya se han obtenido probetas de aceros extrarresistentes con un límite de rotura de 400—500 kgf/mm², es decir, 10 veces más resistentes que los aceros al carbono y 3—4 veces más resistentes que los aceros aleados modernos.

Con la aparición de los aceros de alta resistencia han surgido una serie de nuevos problemas constructivos, ya qe las piezas fabricadas de los metales más resistentes resultan de menor rigidez. Esto se ex-

plica por que el módulo de elasticidad de cada metal tiene una magnitud estable y depende poco del tratamiento térmico y del contenido (en cantidades habituales) de elementos de aleación. Ya que las deformaciones elásticas son proporcionales a la relación de las tensiones al módulo de elasticidad, entonces con el aumento de la magnitud de las tensiones (y precisamente en esto consiste el sentido del empleo de los materiales de alta resistencia) la magnitud de las deformaciones crece proporcionalmente a las tensiones; la rigidez cae en relación inversamente proporcional.

Esto es justo con la suposición de que la longitud de las piezas no varía, como suele suceder en la mayoría de los casos. Las dimensiones lineales de la construcción se suelen definir por las condiciones de trabajo de la máquina. En los generadores y convertidores de energía estas dimensiones dependen del volumen de trabajo y de los parámetros del proceso de trabajo (por ejemplo, en los motores de combustión interna dependen de las dimensiones del cilindro que dependen, a su vez, de la magnitud de la presión de trabajo de los gases; en las máquinas para elaborar dependen de las dimensiones exteriores de los productos que se someten a elaboración en la máquina dada; en las estructuras metálicas dependen de la longitud constructiva y altura de las obras. En todos estos casos el empleo de materiales de alta resistencia puede influir sólo en la sección, pero no en la longitud de las piezas.

Existen una serie de máquinas, en las que las dimensiones lineales dependen sólo de la resistencia mecánica de los materiales. Estas máquinas comprenden, por ejemplo, los reductores. El empleo de materiales de alta resistencia, aquí, permite junto con la disminución de las secciones, disminuir proporcionalmente la longitud de las piezas y las dimensiones exteriores de la construcción en total. En este caso, la rigidez de la construcción no se reduce como consecuencia del empleo de materiales de alta resistencia.

Analicemos el caso en que las dimensiones lineales de las piezas no varían. Supongamos que de dos barras de igual resistencia a la tracción y de igual longitud una está fabricada de acero al carbono 45 con límite de rotura de 50 kgf/mm$^2$, y la otra, de acero extrarresistente con límite de rotura de 500 kgf/mm. La rigidez de la segunda barra es, evidentemente, 10 veces menor que la de la primera.

Apreciemos la magnitud absoluta de las deformaciones.

Para ejemplo tomemos la biela de un motor de combustión interna de longitud $L = 400$ mm. Si la tensión de compresión debida a la fuerza de explosión en la biela fabricada de acero ordinario es igual a 20 kgf/mm$^2$, entonces la deformación elástica por compresión será

$$\lambda = \frac{\sigma}{E} L = \frac{20}{21\,000} \cdot 400 \approx 0{,}4 \text{ mm}.$$

La deformación por compresión de la biela hecha de acero extrarresistente, con sección proporcionalmente reducida de la condición de igual resistencia mecánica, alcanza una magnitud muy grande.

$$\lambda = 4 \text{ mm}.$$

No hay medios de lucha contra la disminución de la rigidez, en caso de tracción y compresión, ya que con los datos de $\sigma$ y $E$ la magnitud de las deformaciones depende sólo del área de la sección y no depende absolutamente de su forma. En el caso de flexión, torsión y flexión longitudinal, la reducción de la rigidez es aún mayor, pero para este caso existen algunos medios de lucha contra este fenómeno.

Si dos barras de igual resistencia con perfiles geométricamente semejantes de las secciones y de igual longitud se fabrican de los mismos aceros que las anteriores y se someten a la flexión (o torsión), en el caso dado la rigidez de la barra de acero de alta resistencia será menor $10^{4/3} = 21,5$ veces.

Aportemos un ejemplo numérico. Supongamos que un árbol de 60 mm de diámetro y $L = 400$ mm de longitud está apoyado por los extremos y cargado en el centro con la fuerza $P$.

La máxima flecha de flexión del árbol bajo la acción del momento flector es ($M_{flec} = PL/4$)

$$f = \frac{PL}{48EI} = \frac{M_{flec}L^2}{12EI}.$$

Ya que $I = W\frac{D}{2}$, entonces

$$f = \frac{M_{flec}L^2}{6EDW} = \frac{\sigma}{E} \cdot \frac{L^2}{6D}.$$

Si la tensión de flexión en el árbol fabricado de acero al carbono es igual a 20 kgf/mm², entonces

$$f = \frac{20}{21\,000} \cdot \frac{400^2}{6 \cdot 60} \approx 0,45 \text{ mm}.$$

La flecha de flexión del árbol hecho de acero extrarresistente y que tiene la sección proporcionalmente disminuida alcanza una magnitud muy grande

$$f' = 21,5 \cdot 0,45 \approx 10 \text{ mm}.$$

Así pues, el empleo de los metales extrarresistentes con la utilización completa de su recurso de resistencia mecánica y con la disminución de las secciones de la pieza sin la respectiva reducción de las longitudes puede conducir a una disminución catastrófica de la rigidez.

El camino habitual para aumentar la rigidez, es decir, aumentar las dimensiones diametrales de la pieza con el adelgazamiento simultáneo de sus paredes, en el caso dado no conduce al objetivo. Con el aumento de los momentos de inercia aumentan simultáneamente los momentos de resistencia de las piezas, lo que va acompañado de la disminución de las tensiones. De este modo, este camino se reduce a la disminución del nivel de tensiones, lo que encubre la ventaja fundamental de los materiales de alta resistencia: la posibilidad de aumentar las tensiones calculadas con la ventaja respectiva en el peso. Esta ventaja se logra realizar sólo en parte y con un adelgazamiento muy grande de las paredes (hasta la magnitud del orden de

1—2 mm para las piezas ordinarias en la construcción de maquinaria general), es decir, al pasar a las construcciones de envoltura.

Para ciertas piezas de la construcción de maquinaria (discos, compartimientos, ruedas dentadas, bielas, palancas, árboles) esta forma es realizable, aunque exige un cambio radical de la construcción y tecnología de fabricación. Por eso, junto con el aumento de los momentos de inercia es necesario aplicar otros medios para disminuir las deformaciones: reducción de la longitud de las piezas, disposición más angosta de los apoyos, etc.

En todo caso, el empleo de materiales extrarresistentes plantea a los diseñadores y tecnólogos nuevos problemas, cuya solución exige esfuerzos creadores.

La particularidad positiva de las piezas fabricadas de aceros de alta resistencia es la facultad extraordinariamente alta de oponer resistencia a las cargas de impacto, condicionada por la gran magnitud de las deformaciones elásticas. La resistividad a las cargas de impacto es aproximadamente proporcional a la relación $\frac{\sigma_{0,2}^2}{E}$ (véase la fórmula 57), donde $\sigma_{0,2}$ es el límite de fluencia, y $E$ es el módulo de elasticidad. Si se considera que el límite de fluencia es proporcional al límite de rotura, entonces la resistividad de los aceros extrarresistentes a las cargas de impacto será mayor que los aceros ordinarios en la relación $\left(\frac{\sigma_r'}{\sigma_r}\right)^2$, donde $\sigma_r'$ y $\sigma_r$ son los límites de rotura de los aceros extrarresistente y ordinario respectivamente. Siendo $\frac{\sigma_r'}{\sigma_r} = 10$ la resistividad de los aceros extrarresistentes a las cargas de impacto es 100 veces mayor que la de los aceros ordinarios.

## 3.4 Aleaciones ligeras

El empleo de materiales con pequeño peso específico representa un recurso esencial para disminuir el peso de las construcciones. No obstante, la ventaja ponderal real depende no sólo de la magnitud del peso específico, sino también de la resistencia mecánica del material. La resistencia mecánica y la rigidez reducida de los materiales ligeros, en una serie de casos, puede disminuir e incluso reducir a la nada la ventaja ponderal.

Los factores complementarios que limitan la aplicación de los materiales ligeros son: pequeña dureza, insuficiente resistencia a la corrosión, baja resistencia a altas temperaturas y al frío, elevada sensibilidad a las concentraciones de tensiones. Por fin, conviene tener en cuenta el precio y el grado de escasez de estos materiales y de los componentes que entran en ellos.

Al número de materiales que se emplean en la construcción de maquinaria con pequeño peso específico se refieren

| | $\gamma$ en kg/dm² |
|---|---|
| las aleaciones a base de aluminio . . . . . . . . . . . . . . . | 2,6—3,2 |
| las aleaciones a base de magnesio . . . . . . . . . . . . . . . | 1,8 |
| las aleaciones a base de titanio . . . . . . . . . . . . . . . | 4,5 |
| los plásticos . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . | 1—1,8 |
| madera mejorada . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . | 1,3—1,6 |
| materiales cerámicos . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . | 2,2—3,2 |

### 3.4.1 Aleaciones a base de aluminio

De las aleaciones ligeras las de a base de aluminio son las más difundidas. Se distinguen por su pequeño peso específico ($\gamma \approx \approx 3$ kgf/dm³), alta conductibilidad térmica ($\lambda = 100 \div \div 150$ cal/m·h·°C) y resistencia mecánica satisfactoria; son plásticas y se mecanizan bien con herramienta de corte. Muchas de ellas se pueden soldar con ayuda de la soldadura eléctrica al arco en argón con electrodos de tungsteno no fundibles o mediante la soldadura hidrogeneoatómica. Se aplica también la soldadura por gas con fundente (LiCL, NaCl, KCl, KF). Los materiales en chapa se sueldan con soldadura eléctrica por contacto.

Las aleaciones a base de aluminio resisten la corrosión en condiciones de atmósfera seca, son resistentes a la acción de los álcalis y de las soluciones débiles de ácidos, pero se someten a la corrosión en condiciones de aire húmedo (particularmente marino), son inestables a la acción de ácidos fuertes, son blandas (su dureza oscila en los límites de *HB* 60—130). El coeficiente de dilatación lineal $\alpha = = (20—26) \times 10^{-6}$ °C$^{-1}$. El módulo de elasticidad $E = 7000 \div \div 7500$ kgf/mm².

La resistencia mecánica de las aleaciones a base de aluminio cae rápidamente con el aumento de la temperatura. Hay, no obstante, aleaciones que conservan cualidades mecánicas satisfactorias hasta las temperaturas de 250—300 °C.

Las aleaciones a base de aluminio se dividen en dos categorías fundamentales: *las de fundería y las deformables* (que se someten a la forja, estampado, laminado).

*Las aleaciones de fundería* (tabla 9), según su composición química, se dividen en aleaciones a base de aluminio-cobre, aluminio-magnesio, aluminio-cinc, aluminio-cinc-silicio, aluminio-cobre-silicio, aluminio-silicio y complejas (con aditivos Ni, Ce y otros).

Las aleaciones a base de aluminio-silicio (*siluminios*) son las que poseen los índices sumarios más altos. Se distinguen por su pequeño peso específico ($\gamma = 2,6 \div 2,7$ kgf/dm³), buenas cualidades de fundición, soldabilidad y elevada resistencia a la corrosión. Los siluminios son particularmente apropiados para la fundición de piezas

*Tabla 9*

**Composición química y propiedades mecánicas de las principales aleaciones de fundería a base de aluminio**

| Aleaciones | Marca de la aleación | Composición química, en % | | | | | Propiedades mecánicas | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Cu | Mg | Mn | Si | Zn | Resistencia a la tracción $\sigma_r$ kgf/mm² | Alargamiento en % |
| Al—Cu | АЛ7<br>АЛ19 | 4—5<br>4,5—5,3 | —<br>0,6—1,0 | —<br>— | —<br>— | —<br>— | 20<br>30 | 6<br>8 |
| Al—Mg | АЛ8 | — | — | 9,5—11,5 | — | — | 29 | 9 |
| Al—Zn—Si | АЛ11 | — | — | 0,1—0,3 | 6—8 | 7—12 | 18—25 | 1,5—2 |
| Al—Cu—Si | АЛ5<br>АЛ6 | 1—1,5<br>2—3 | —<br>— | 0,35—0,6<br>— | 4.5—5,5<br>4,5—6 | —<br>— | 16—23<br>15 | 0,5—1<br>1 |
| Al—Si | АЛ2<br>АЛ4 | —<br>— | —<br>0,2—0,5 | —<br>0,17—0,3 | 10—13<br>8—10,5 | —<br>— | 14—16<br>15—24 | 1—4<br>1,5—3 |

de paredes delgadas de forma compleja. Para elevar las cualidades mecánicas los siluminios se inoculan antes de la colada (con sodio metálico, fluoruros de Na y K), como resultado de lo cual las inclusiones de silicio adquieren una forma granular favorable para la resistencia mecánica.

Las aleaciones a base de aluminio se emplean frecuentemente para la fundición de piezas tipo armazón. La resistencia mecánica y la rigidez reducidas de las aleaciones a base de aluminio se compensan aumentando las secciones, los momentos de resistencia y de inercia. Pese a esto, el empleo de las aleaciones a base de aluminio da una considerable ventaja ponderal.

Las piezas de aleaciones a base de aluminio que necesitan hermeticidad (cárteres y cajas) se impregnan con sustancias sintéticas termoendurecibles (frecuentemente baquelita-semiproducto) con el subsiguiente calentamiento hasta la temperatura de endurecimiento de la baquelita (140—160° C).

De las aleaciones *deformables* (tabla 10) el más difundido es el duraluminio que representa una aleación a base de Al—Cu—Mg. También se emplean las aleaciones con aditivos de Mn, Si, Fe, Ce.

Las aleaciones del tipo duraluminio (D1, D16, B95) para obtener las cualidades mecánicas más altas se someten al tratamiento térmico que consiste en el temple en agua desde la temperatura de 500—520° C con el subsiguiente mantenimiento a la temperatura ambiente, en el curso de 75—100 h (envejecimiento natural) o a 175—150° C en el curso de 1—2 h (envejecimiento artificial).

Los duraluminios se emplean preferentemente para fabricar chapas y perfiles laminados.

Para proteger los laminados de aleaciones a base de aluminio contra la corrosión se les somete a la anodización. Este proceso consiste en el tratamiento electrolítico en un baño con un 20% de solución $H_2SO_4$ con una densidad de la corriente de 1—2 A/dm$^2$ y una tensión de 10—12 V. La pieza es el ánodo, como cátodo se emplean láminas de plomo. Como resultado del proceso, en la superficie de la pieza se forma una película de óxido de aluminio $Al_2O_3$ que protege eficazmente al metal de la corrosión y al mismo tiempo atribuye a la superficie dureza y resistencia abrasiva. Para aumentar la estabilidad el recubrimiento se elabora con una solución caliente de un 10% de bicromato ($K_2Cr_2O_7$).

Las chapas laminadas se protegen también con *plaqueado*, es decir, aplicando sobre la superficie capas finas de aluminio técnicamente puro.

Las aleaciones del tipo AK se emplean para la forja y estampado de las piezas (bielas de motores rápidos, discos de compresores centrífugos y axiales, paletas de compresores axiales). De la aleación pirorresistente AK4 se fabrican émbolos de motores de combustión interna y culatas de cilindro de motores de refrigeración por aire.

Las aleaciones a base de aluminio deformables poseen cualidades de antifricción satisfactorias. Las aleaciones con aditivos de Ni se emplean para fabricar casquillos de cojinetes de contacto plano. La condición indispensable de la capacidad de trabajo de estos cojinetes es el abundante engrase por circulación. Los árboles deben tener elevada dureza ($HRC > 45$).

*Tabla 10*

**Composición química y propiedades mecánicas de algunas aleaciones deformables a base de aluminio**

| Aleaciones | Composición química, en % | | | | | | Propiedades macánicas | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Cu | Mg | Mn | Ni | Fe | Si | otros elementos | límites de rotura $\sigma_r$ en kgf/mm² | límite de fluencia $\sigma_{0,2}$ en kgf/mm² | límite de fatiga $\sigma_{-1r}$ en kgf/mm² | alargamiento $\delta$, en % |
| D1 | 3,8—4,9 | 0,4—0,8 | 0,4—0,8 | — | — | — | — | 40—45 | 25—30 | 10—12 | 10—12 |
| D16 | 3,8—4,9 | 0,3—0,1 | 1,2—1,8 | — | — | — | — | 45—50 | 25—35 | 12—15 | 8—10 |
| B95 | 1,4—2,0 | 0,2—0,6 | 1,8—2,8 | — | — | — | 5—7Zn 0,1—0,25Cr | 50—60 | 40—50 | 12—15 | 5—7 |
| AK2 | 3,5—4,5 | 0,4—0,8 | — | 0,8—1,3 | 0,8—1,3 | 0,5—1,2 | | 40—45 | 25—30 | 10—12 | 4—5 |
| AK4 | 1,9—2,5 | — | 1,4—1,8 | 1—1,5 | 1,2—1,5 | 0,5—1 | — | 35—40 | 20—25 | 8—10 | 6—8 |
| AK6 | 1,8—2,6 | 0,4—0,8 | 0,4—0,8 | — | — | 0,7—1,2 | — | 35—40 | 20—25 | 8—10 | 5—6 |

### 3.4.2 Aleaciones a base de magnesio

Las aleaciones a base de magnesio constan de Mg (90% y más) y de elementos de aleación (Al, Zn, Mn, Ti y otros). Estas se distinguen por su poco peso específico ($\gamma \approx 1{,}8$ kgf/dm$^3$), bajo valor del módulo de elasticidad ($E = 4200 \div 4500$ kgf/mm$^2$) y baja dureza (*HB* 60—80). Su coeficiente de dilatación lineal es muy elevado $\alpha = (27 \div 30) \cdot 10^{-6}$° C$^{-1}$, la conductibilidad térmica es de 60—70 cal/m·h °C.

La resistencia mecánica de las aleaciones a base de magnesio es inferior a la de las aleaciones a base de aluminio y cae rápidamente con el aumento de la temperatura. Las aleaciones a base de magnesio son sensibles a la concentración de tensiones. Se someten bien al tratamiento mecánico (no obstante, exigen tomar precauciones para que no se quemen las virutas).

Las aleaciones a base de magnesio se dividen en *de fundería* y *deformables* (tabla 11).

Una gran imperfección de las aleaciones a base de magnesio es la poca resistencia a la corrosión, particularmente en atmósfera húmeda. Las piezas fabricadas de estas aleaciones, se deben proteger contra la corrosión.

Con frecuencia, para este fin se emplea la *dicromización*, es decir, proceso, como resultado del cual en la superficie del metal se forma una película estable contra la corrosión de sales de cromo de magnesio.

El proceso de dicromización consta de varias etapas. La pieza se elabora previamente con una solución fría al 20% de anhídrido crómico $CrO_3$ con el fin de eliminar las películas de óxido. A continuación, sigue el tratamiento electrolítico en un baño de solución acuosa acidulada de anhídrido crómico, de bicromato ($K_2Cr_2O_7$) y de persulfato de amonio $(NH_4)_2SO_4$. Al final la superficie se elabora con una solución caliente de 10% de anhídrido crómico.

Ultimamente se emplea la *selenización*, es decir, el tratamiento con una solución al 20% de ácido selenioso ($H_2SeO_3$) con adición de una pequeña cantidad de bicromato.

Las piezas se tratan, por lo menos, dos veces: después de fabricar las piezas brutas (fundición, estampado) y después de las operaciones del tratamiento mecánico definitivo.

Conviene rehuir el contacto directo entre las piezas de aleaciones a base de magnesio y las piezas de metales con potencial electroquímico mayor que el magnesio (acero, aleaciones a base de cobre, aleaciones a base de níquel). Tales piezas se deben galvanizar o cadmiar. Para proteger los productos que trabajan en una atmósfera húmeda (en particular, en atmósfera de aire marino) se aconseja aplicar protectores de cinc o de cadmio.

Las aleaciones a base de magnesio se cuelan en una atmósfera protectora (por ejemplo, en una atmósfera de gas sulfuroso que se obtiene polvoreando el molde con flor de azufre). Sin embargo, la obtención de una pieza fundida de buena calidad con propiedades mecánicas homogéneas, particularmente en el caso de piezas de grandes dimensiones, es dificultoso.

Las aleaciones coladas a base de magnesio (MЛ4, MЛ5) se endurecen con el tratamiento térmico (calentamiento hasta 380—410° C

*Tabla 11*

**Composición química y propiedades mécanicas de las principales aleaciones a base de magnesio**

| Aleaciones | Marca de la aleación | Composición química, en % | | | Propiedades mecánicas | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Al | Zn | Mn | Límite de rotura $\sigma_r$, en kgf/mm² | Límite de fluencia $\sigma_{0,2}$ en kgf/mm² | Límite de fatiga $\sigma_{-1r}$, en kgf/mm² | alargamiento $\delta$, en % |
| De fundería | MJI2 | — | — | 1—2 | 8—9 | 5—6 | 3—4 | 2,5—3 |
| | MJI4 | 5—7 | 2—3 | 0,15—0,5 | 14—16 | 9—12 | 6—7 | 2,5—3 |
| | MJI5 | 7,5—9 | 0,2—0,8 | 0,15—0,5 | 12—15 | 9—12 | 5—7 | 1,5—2 |
| Deformables | MA1 | — | — | 1,3—2,5 | 16—18 | 10—12 | 6—9 | 1,5—2 |
| | MA2 | 3—4 | 0,2—0,8 | 0,15—0,5 | 24—26 | 14—18 | 10—12 | 3—5 |
| | MA5 | 7,8—9,2 | 0,2—0,8 | 0,15—0,5 | 28—30 | 18—20 | 12—14 | 6—8 |

en el curso de 10—18 h, enfriamiento al aire, envejecimiento a la temperatura de 175° C en el curso de 16—18 h).

Las aleaciones a base de magnesio se emplean preferentemente para fabricar piezas que no soportan esfuerzos (cuerpos no portantes, tapas, bandejas colectoras de los cárteres). Se conocen casos de fabricación de cuerpos (armazones) de importancia de grandes dimensiones de aleaciones a base de magnesio. De las aleaciones a base de magnesio deformables frecuentemente se fabrican piezas sometidas a altas cargas centrífugas.

Los defectos de las aleaciones a base de magnesio, particularmente su baja resistencia a la corrosión, limitan la esfera de su aplicación solamente a los casos en que el peso desempeña el papel principal.

### 3.4.2.1 Particularidades de la construcción de las piezas hechas de aleaciones ligeras

Al diseñar piezas de aleaciones a base de aluminio y magnesio se debe tener en cuenta su especificidad. La baja resistencia mecánica y rigidez inherentes de ellas se deben compensar aumentando las secciones, los momentos de resistencia y de inercia, dando a la construcción formas racionales por su resistencia mecánica y rigidez, reforzándolas convenientemente con nervios.

La blandura y la poca resistencia mecánica de las aleaciones ligeras excluye el empleo de tornillos de sujeción (fig. 96, *a*). Si, por las condiciones constructivas estos últimos son imprescendibles, entonces los agujeros para la rosca se

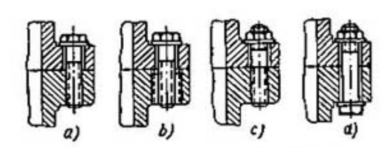



Fig. 96. Unión de piezas de aleaciones ligeras

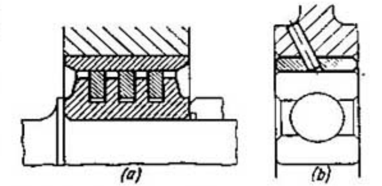



Fig. 97. Armado de piezas de aleación ligera:

*a* — conjunto de empaquetadura por anillos de muelle seccionados; *b* — instalación de un cojinete de contacto rodante en el cuerpo en casquillos intermedios

revisten con acero (fig. 96, *b*). Es preferible la sujeción con espárragos (fig. 96, *c*) o con pernos de apriete (fig. 96, *d*). Por debajo de las cabezas de los pernos y las tuercas conviene colocar arandelas de acero de gran diámetro; de lo contrario las superficies de apoyo se aplastan y desgastan.

Las superficies de rozamiento en las piezas de aleaciones ligeras deben ser armadas con casquillos de metal duro (fig. 97, *a*); los coji-

netes de contacto rodante se colocan en manguitos intermedios de acero (fig. 97, *b*).

Es inadmisible apoyar sobre la superficie de aleación ligera resortes, particularmente si trabajan a cargas cíclicas. En tales casos, es necesario emplear arandelas de apoyo hechas de metal duro que evitan el desgaste de las superficies de apoyo, por la acción de cargas de sucesión múltiple.

No se aconseja transmitir el momento torsional con ayuda de uniones por chaveta y por estrías ejecutadas directamente en las piezas hechas de aleación ligera (fig. 98, *a*). Es racional reforzar la superficie de encaje con casquillos de acero o transmitir el momento torsional con ayuda de tornillos o pasadores prisioneros distribuyéndolos por el radio a la máxima distancia admitida por la construcción (fig. 98, *b*).

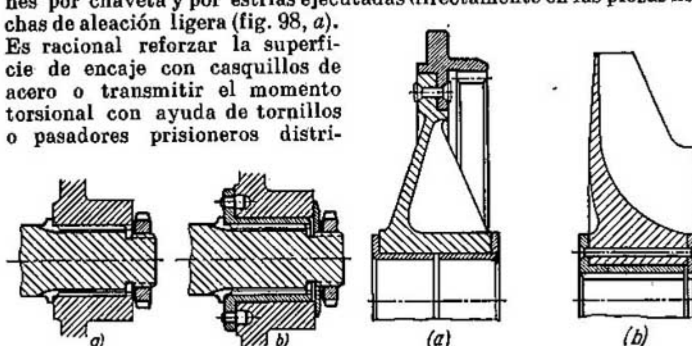



Fig. 98. Ajuste de una pieza de aleación ligera en estrías

Fig. 99. Construcciones compuestas

En el caso de conjugación de piezas hechas de aleaciones ligeras con piezas de acero, se debe tener en cuenta la diferencia de la magnitud de sus coeficientes de dilatación lineal. En las conjugaciones inmóviles, cuando la dilatación de las piezas ejecutadas de aleaciones ligeras está limitada por las piezas de acero, pueden surgir altas tensiones térmicas. En las articulaciones móviles, donde la pieza interna está hecha de aleación ligera y la externa de acero (el cilindro de un motor de combustión interna con el émbolo de aluminio) conviene prever holguras aumentadas para evitar el agarramiento del émbolo a temperaturas elevadas.

En el caso en que la pieza debe poseer determinadas cualidades (por ejemplo, alta dureza, resistencia al desgaste), que la aleación ligera no puede asegurar, con el fin de aligeramiento, se recurre a las construcciones compuestas. La parte que no trabaja de la pieza se ejecuta de aleación ligera y a ésta se fijan las partes de trabajo ejecutadas de material de las requeridas cualidades (fig. 99). En la fig. 99, *a* se representa una construcción compuesta de una arandela de leva, cuyo cuerpo se ha fabricado de aleación ligera, en tanto que

la corona de las levas y la rueda dentada accionadora de engrane interior, de acero templado. La corona está unida con el cuerpo con roblones. En la fig. 99, *b* se representa la rueda de álabes de un compresor centrífugo hecha de aleación a base de aluminio y reforzada con un casquillo de acero con la corona de estrías accionadoras.

### 3.4.3 Aleaciones a base de titanio

En la construcción de maquinaria se emplean las aleaciones del titanio con Al, Cr, Mn, Mo, Fe, Si. Su peso específico es de 4,5 kg/dm$^3$ por término medio, el coeficiente de dilatación lineal $\alpha = 8{,}5 \cdot 10^{-6\circ}$ C$^{-1}$, la conductibilidad térmica $\approx 7$ cal/m·h·°C.

Las ventajas fundamentales de las aleaciones a base de titanio son: la combinación de alta resistencia mecánica con el poco peso específico, alta pirorresistencia y resistencia a la corrosión. La resistencia mecánica de las aleaciones a base de titanio no es inferior a la de los aceros aleados. Por las cualidades anticorrosivas, estas aleaciones sobrepasan los aceros inoxidables.

*Tabla 12*

**Propiedades mecánicas de las aleaciones a base de titanio**

| Aleaciones | Límite (en kgf/mm$^2$) de rotura $\sigma_r$ | Límite (en kgf/mm$^2$) de fluencia $\sigma_{0,2}$ | Límite (en kgf/mm$^2$) de fatiga $\sigma_{-1r}$ | Alargamiento relativo $\delta$ en % | Dureza *HB* |
|---|---|---|---|---|---|
| BT-3 | 95-115 | 85-105 | 40-55 | 10-16 | 285-320 |
| BT-4 | 80-90 | 70-80 | 35-40 | 15-20 | 285 |
| BT-5 | 80-95 | 70-85 | 35-45 | 12-25 | 285-340 |
| BT-6 | 90-100 | 80-90 | 40-50 | 8-13 | 320-360 |
| BT-8 | 105-118 | 95-110 | 45-55 | 6-12 | 320-380 |

Las aleaciones a base de titanio (tabla 12) conservan la resistencia mecánica en un amplio intervalo de temperatura (desde —200 hasta +600° C). Estas aleaciones se someten bien al estampado y a la forja. El tratamiento mecánico por corte es más dificultoso que el de los aceros y, por eso, necesitan maquinaria más potente. Además, cabe señalar que la viruta de titanio a altos regímenes de velocidad de corte puede quemarse y el polvo explotar.

La obtención de piezas fundidas de las aleaciones a base de titanio es muy dificultoso debido a la alta actividad química del titanio, que entra fácilmente en interacción con los materiales de conformación y los gases que se desprenden durante la colada.

Muchas aleaciones a base de titanio pueden soldarse con ayuda de soldadura eléctrica por contacto y al arco en argón.

Las aleaciones a base de titanio pueden someterse a tratamiento térmico (temple, revenido), termicoquímico (cementación, nitruración) y termicomecánico, así como endurecer por deformación en frío.

Las cualidades de antifricción de las aleaciones a base de titanio son pequeñas. Las piezas que trabajan en condiciones de elevado rozamiento, se someten a la nitruración con el subsiguiente temple, como resultado de lo cual la dureza superficial aumenta hasta *HV* 900—1000. La resistencia al desgaste de las piezas de aleaciones a base de titanio se aumenta también con la saturación difusiva con cobre, telurirovación y selenirovación.

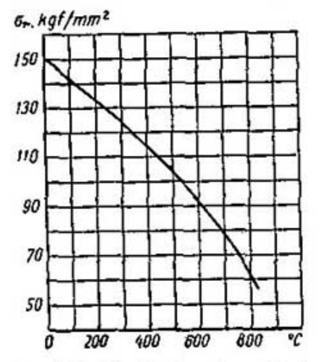


Fig. 100. Límite de rotura de la aleación a base de titanio T12 en función de la temperatura

Las aleaciones a base de titanio han adquirido vasta aplicación en la aviación y en la cohetería, donde es particularmente necesaria la alta resistencia mecánica, siendo pequeño el peso específico. Estas aleaciones son insustituibles para fabricar piezas que experimentan altas cargas de inercia, en particular, para rotores de altas revoluciones, las tensiones en los cuales son directamente proporcionales al peso específico del material.

La alta pirorresistencia (fig. 100) y la estabilidad contra la corrosión a alta temperatura hacen a las aleaciones en cuestión útiles para fabricar piezas que trabajan a altas temperaturas y expuestas a la acción de grandes cargas (álabes de las turbinas de gas); la elevada resistencia a la corrosión condiciona su aplicación en la industria química.

## 3.5 Materiales no metálicos

### 3.5.1 Plásticos

*Los plásticos* (polímeros) representan compuestos sintéticos de alto peso molecular obtenidos de monómeros, es decir, de substancias compuestas de moléculas simples con pequeño peso molecular. Hoy día existe un amplio surtido de plásticos con diversas propiedades físicas y mecánicas. Las particularidades fundamentales de los plásticos como material *de construcción* son las siguientes:

poca resistencia mecánica (10—30 veces menor que la de los aceros);
poca rigidez (20—210 veces menor que la de los aceros);
poca resiliencia (20—50 veces menor que la de los aceros);

poca dureza (10—100 veces menor que la de los aceros);

baja estabilidad térmica (100—250° C);

pequeña conductibilidad térmica (100—400 veces menor que la de los aceros);

poca estabilidad de la forma, condicionada por la baja rigidez, higroscopicidad, creep (propio de muchos plásticos) y alto valor del coeficiente de dilatación lineal (5—20 veces mayor que el del acero);

pequeña estabilidad de las propiedades; quebradizo a la acción duradera de temperaturas variables.

Los plásticos poseen propiedades dieléctricas excelentes y alta estabilidad química.

Las esferas principales de aplicación de los plásticos son la construcción de maquinaria eléctrica, construcción de aparatos eléctricos y de radio, construcción de maquinaria química. En la construcción de maquinaria general de los plásticos se fabrican cuerpos no cargados, tapas, paneles, piezas de mando, elementos decorativos. De los plásticos elásticos del tipo de policloruros de venilo y poliolefinas se hacen mangas flexibles, anillos para el empaque y empaquetaduras.

La alta resistencia al desgaste y bajo coeficiente de rozamiento inherentes a algunos plásticos (poliamidas, plásticos fluorocarbúricos) hacen de estos materiales valiosos para fabricar manguitos (casquillos) de cojinetes de contacto plano y ruedas dentadas silenciosas.

Para las construcciones de fuerza se emplean con preferencia los plásticos reforzados con fibra de vidrio y tejido de lana de vidrio. De los laminados de fibra de vidrio se fabrican cuerpos de lanchas y botes, carenados, carrocerías de automóvil y otras construcciones de tipo de envoltura. La resistencia mecánica de tales estructuras resiste la comparación con las estructuras metálicas. La insuficiente rigidez se compensa con el aumento de los espesores y de las secciones.

Cabe señalar que los plásticos son aún más caros que los materiales de las estructuras metálicas.

El precio relativo de los materiales puede caracterizarse por el índice del *coste específico* (tabla 13) que representa el precio de las piezas de resistencia equivalente de distintos materiales

$$c = \frac{p \cdot \gamma}{\sigma_r},$$

donde $p$ es el precio de 1 m de material, en rublos;
$\gamma$ es el peso específico, en kg/dm³;
$\sigma_r$ es el límite de rotura del material, en kgf/mm².

**Valores de $c$ para los metales y plásticos y magnitudes de la relación $c_{plas}/c_{met}$**

| Materiales | Amino-plásticos $c = 125$ | Plásticos vinílicos $c = 170$ | Kaprón $c = 235$ | Plásticos de fibra de vidrio $c = 680$ | Epóxi-dos $c = 1300$ | Plásticos fluorocar-búricos $c = 22\,000$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | $c_{plas}/c_{met}$ | | | | | |
| Aceros al carbono ($c = 13.5$) . . . | 9,3 | 12,6 | 17,5 | 50 | 95 | 1 600 |
| Aleados ($c = 12$) . . | 10,5 | 14 | 19,5 | 56 | 110 | 1 850 |
| Inoxidables ($c = 50$) | 2,5 | 3,4 | 4,7 | 13,5 | 26 | 440 |
| Aleaciones a base de aluminio ($c = 37$) . . . . . | 3,3 | 4,5 | 6,5 | 18 | 35 | 600 |
| Bronces ($c = 110$) | 1,15 | 1,5 | 2,2 | 6 | 12 | 200 |

### 3.5.2 Madera reforzada

En la construcción de maquinaria se emplea madera impregnada con resinas sintéticas y prensada a temperatura elevada. Se utilizan con preferencia los *plástico slaminares de madera* que se fabrican de enchapado cortado por movimiento circular de abedul de 0,3—1,5 mm de espesor. El enchapado se impregna con baquelita semiproducto (resina fenol-formol resol), se coloca en moldes metálicos y se somete a prensado hidráulico bajo la presión de 300—500 kgf/cm² a la temperatura de endurecimiento de la baquelita (160—180° C).

La madera reforzada (*madera delta, lignofol*) tiene una resistencia a la tracción (a lo largo de las capas) $\sigma_r = 15 \div 20$ kgf/mm² y a la compresión (transversalmente a las capas) $\sigma_{com} = 25 \div 35$ kgf/mm²; su peso específico es de 1,2—1,4 kg/dm³. Las propiedades mecánicas a la tracción transversalmente a las capas y a la compresión a lo largo de las capas es 30—40% menor.

*La balinita* se prepara por el mismo procedimiento, sólo que la madera antes de la impregnación se elabora con una solución al 5% de NaOH. Las propiedades mecánicas de la balinita son algo superiores que las de la madera delta.

Las hojas o placas de plástico laminar de madera se emplean para fabricar paneles y revestimientos. A los productos de este plástico por prensado en moldes se los atribuye forma perfilada.

*El lignostón* representa unos listones de madera de abedul impregnados con baquelita y prensados. Se aplica preferentemente para fabricar casquillos segmentados de cojinetes designados para trabajar en lubricante acuoso.

De los trozos desmenuzados de abedul impregnados con baquelita, por prensado se fabrican piezas perfiladas: casquillos ruedas dentadas y otras piezas. Las ruedas dentadas de madera trabajan bien en condiciones de carga sin impacto a una presión no mayor de 30—50 kgf por 1 cm de longitud del diente. En caso de engranar con ruedas metálicas aquéllas tienen elevada resistencia al desgaste.

### 3.5.3 Sitales

*Los sitales* representan vidrio de silicato, al cual se le ha dado una estructura cristalina de grano fino que varía de modo radical las propiedades del material. Los sitales poseen elevada resistencia mecánica, no tienen la fragilidad propia del cristal ni fragilidad térmica y son capaces de soportar las cargas de impacto.

A diferencia del vidrio que con el aumento de la temperatura se ablanda, los sitales conservan la dureza y resistencia mecánica hasta la temperatura de 600 °C aproximadamente. Semejantemente a los metales los sitales poseen un punto de fusión claramente manifestado que oscila entre 1200—1400° C para las distintas clases de sitales.

Su resistencia a la tracción $\sigma_r = 40 \div 80$ kgf/mm², lo que corresponde aproximadamente a la resistencia mecánica de los aceros al carbono y de las fundiciones de alta resistencia. Se han obtenido sitales (por el momento sólo en condiciones de laboratorio) con una resistencia a la tracción de 100 kgf/mm² y, a la compresión, de 150 kgf/mm².

Los sitales son excelentes dieléctricos y poseen alta resistencia a las sustancias químicas, superando en este sentido a los plásticos, al acero inoxidable y a las aleaciones a base de titanio. Los sitales son estables a la acción de los álcalis y ácidos más fuertes (una excepción es el ácido hidrofluórico).

El peso específico de los sitales es 2,2—2,3 kgf/dm³, la capacidad calorífica es 0,2 cal/kg° C, la conductibilidad térmica es en término medio de 2—4 cal/m·h·°C. El módulo de elasticidad normal es 10 000—15 000 kgf/mm².

Una particularidad interesante de los sitales es la posibilidad de regular, en amplios límites, el coeficiente de dilatación lineal. Según sea la composición química y la estructura del sital este coeficiente oscila en los límites desde $20 \cdot 10^{-6}$ °C$^{-1}$ hasta cero. De este modo, hay la posibilidad de fabricar piezas que no varíen las dimensiones lineales con el cambio de la temperatura y, por consiguiente, no expuestos a las tensiones térmicas. Hay sitales con coeficientes negativos de dilatación lineal ($\alpha = -2 \cdot 10^{-6}$°C$^{-1}$), es decir, que disminuyen las dimensiones al aumentar la temperatura.

Los sitales con bajo coeficiente de dilatación lineal se distinguen por su alta resistencia termomecánica (las piezas de tales sitales, calentadas hasta la temperatura de 800—900° C, pueden sumergirse, sin correr ningún peligro, en agua fría). Esta propiedad hace que los

sitales sean particularmente útiles para fabricar piezas expuestas a los choques térmicos.

Según el aspecto exterior los sitales representan materiales de forma de vidrio, cuyo color según sea la composición química y la estructura puede ser blanco, de crema, gris, marrón-amarillo, marrón, y oscuro, incluso hasta negro. Hay sitales completamente transparentes y semitransparentes, con matiz amarillo o marrón.

La enorme ventaja de los sitales es su baratura y que sus recursos de materias primas son prácticamente ilimitados. Los sitales se preparan de rocas: silicatos de aluminio-magnesio, silicatos de aluminio-calcio, silicatos de aluminio-magnesio-calcio (*petrositales*) o de escorias metalúrgicas y de combustibles (*sitales de escorias*).

El proceso de fabricación de productos de sitales consiste en lo siguiente.

De la carga de mineral de la composición indispensable se fabrica vidrio, del cual en estado líquido o plástico se conforman productos por el método de colada, prensado, extrusión. Los productos se someten a un tratamiento térmico escalonado (el primer escalón a 500—700° C, el segundo a 900—1100° C), como resultado del cual el material adquiere estructura cristalina.

En la composición del vidrio se introducen *nucleadores*, es decir, sustancias que forman centros de cristalización. Antes, como nucleadores se empleaban partículas de coloide Cu, Ag y Au que se convertían en gérmenes cristalinos como resultado de la irradiación de las piezas con radiación penetrante.

Ahora no se aplica el caro proceso fotoquímico; como nucleadores se emplean sulfuros de hierro, óxido de titanio, fluoruros y fosfuros de metales alcalinos y alcalinotérreos (Na, Ca, Li).

En la última etapa del tratamiento térmico el producto se cristaliza uniformemente. El contenido de fase cristalina llega a un 95%, las dimensiones de los cristales son muy pequeñas (hasta 0,05$\mu$), es decir, centenares de veces menores que las dimensiones de los cristales de los aceros de grano fino. El cambio de las dimensiones del producto durante la cristalización no sobrepasa el 2%.

Los productos cristalizados pueden someterse al tratamiento mecánico con ayuda de una herramienta de corte de aleación dura, de borazol y de diamante, así como al tratamiento ultrasónico.

La combinación de las altas resistencia mecánica, tenacidad, dureza, termorresistencia y resistencia a las sustancias químicas, pequeño peso específico, así como las amplias posibilidades de variar la forma y de empleo de los métodos productivos de conformación: todo esto hace que los sitales sean materiales de construcción con perspectivas.

De los sitales se fabrican piezas para los aparatos químicos, bombas, cambiadores de calor, tuberías, depósitos, reservorios, matrices, hileras, piezas para aparatos de radio, máquinas eléctricas y aparatos.

En la construcción industrial y de viviendas se emplean los sitales como material de revestimiento que posee elevada resistencia mecánica, longevidad, resistencia al desgaste, buenas cualidades de aislación térmica y es completamente estanco a la humedad, resiste bien la acción de las elevadas temperaturas, choques térmicos y la erosión gaseosa.

Los sitales se emplean para fabricar piezas tensadas térmicamente. Los cojinetes de contacto plano hechos de sitales pueden trabajar a moderadas cargas y velocidades de rotación a temperaturas de hasta 500° C sin lubricación.

En la construcción de maquinaria general es posible hacer muchas piezas constructivas de sital.

### 3.5.4 Hormigón armado

Para algunas ramas de la construcción de maquinaria tiene perspectiva el empleo de las *construcciones de hormigón armado*. De hormigón armado es conveniente fabricar piezas de grandes dimensiones de tipo armazón y de base para los grupos de máquinas de la construcción de maquinaria pesada (bancadas de las máquinas herramienta únicas en su especie, prensas, yunques inferiores de los martinetes). En este caso, disminuye bruscamente el volumen de metal de las construcciones y se reducen los gastos en su fabricación.

Para preparar construcciones de hormigón armado se emplea el *cemento portland* de calidad que representa una mezcla de silicato finamente desmenuzado y tostado de antemano a la temperatura de cerca de 1500° C, compuesto de caliza, arcilla y arena cuarzosa. La composición ordinaria del cemento tostado es: 65—70% de $CaO$; 20—25% de $SiO_2$; 8—10% de $Al_2O_3$ y 2—5% de $Fe_2O_3$. Al interaccionar con el agua el cemento se endurece, convirtiéndose, al expirar cierto tiempo en una masa sólida y monolítica. Para el endurecimiento correcto es necesaria una temparatura no inferior a 15—20° C y elevada humedad del medio ambiente. El endurecimiento se hace más lento al bajar la temperatura y cesa a temperaturas bajo cero. Con el fin de acelerar el endurecimiento el cemento se somete a curado al vapor.

La calidad del cemento portland depende de su composición mineralógica y de la finura de moltura; cuanto más fino es el cemento tanto más rápida y completamente interacciona con el agua y tanto mayor es su resistencia. El cemento portland fragua ordinariamente al cabo de 1—1,5 h y endurece pasadas 10—12 h. Con el siguiente mantenimiento la resistencia del cemento aumenta: al expirar aproximadamente 30 días el proceso de endurecimiento se hace más lento.

Se fabrica cemento portland de las marcas 200, 250, 300, 400, 500, 600. Las cifras indican la resistencia a la compresión en $kgf/cm^2$ (*resistencia de un cubo*) de una probeta estandard en forma de cubo de las dimensiones $20 \cdot 20 \cdot 20$ $cm^3$ fabricada de una mezcla de cemento y arena cuarzosa (en una relación de 1:3) y ensayada pasados 28 días del endurecimiento a la temperatura de 15—20° C y a una humedad del aire de un 90%. El peso volumétrico del cemento portland es de 3—3,2 $kgf/dm^3$.

*Los hormigones* representan una masa endurecedora compuesta de una mezcla de cemento con material de relleno fino (arena cuar-

zosa) y material de relleno grueso (pedriza, grava). La resistencia del hormigón depende de la calidad del cemento, de las propiedades y de la composición granulométrica de los materiales de relleno (carga), del porcentaje de cemento y de materiales de relleno, de las condiciones de endurecimiento (temperatura y humedad del medio ambiente), del procedimiento de distribución y del grado de compactación de la mezcla.

La relación ponderal de las partes componentes del hormigón se caracteriza por la fórmula

$$1 : x : y : \frac{A}{C},$$

donde 1 es el peso del cemento tomado por unidad;
$x$ es el número de partes ponderales de arena;
$y$ es el número de partes ponderales de grava o pedriza;
$\frac{A}{C}$ es el módulo agua-cemento es decir, la relación ponderal del agua al cemento.

Cuanto menor sea el módulo agua-cemento, tanto más resistente será el hormigón. Para una hidratación normal basta introducir agua en una cantidad de un 20% del peso del cemento ($A/C = 0{,}2$). Sin embargo, la disminución del contenido del agua reduce la movilidad de la mezcla de hormigón, debido a lo cual en la práctica se toma $A/C = 0{,}3 \div 0{,}5$. La composición habitual de los hormigones es $1 : 1 : 2 : 0{,}5$.

Para fabricar hormigón resistente se emplea arena cuarzosa o granítica con un tamaño medio de los granos de 0,2—0,4 mm y pedriza de roca cristalina resistente (granito, sienita, diabasa, basalto) con un tamaño medio de los trozos de 20—30 mm. Los productos de hormigón de paredes delgadas (30 — 40 mm de espesor de las paredes) se fabrican de mezclas de cemento y arena o de cemento y pedriza con tamaño del cascote no mayor de 0,25 del espesor de la pared.

La resistencia de los hormigones se caracteriza por la resistencia a la compresión al ensayar una probeta cúbica estandard. Habitualmente, la resistencia cúbica es de 500—600 kgf/cm$^2$. Empleando en calidad de carga limaduras de acero (*hormigón de acero*), puede elevarse la resistencia cúbica hasta 1000 kgf/cm$^2$.

El peso volumétrico del hormigón depende de la composición de éste y del tipo de rellenos. Los hormigones de la composición indicada anteriormente tienen un peso volumétrico de 2,2—2,7 kgf/dm$^3$.

Los hormigones livianos (peso volumétrico $< 1{,}5$ kgf/dm$^3$) se obtienen, utilizando como rellenos rocas sedimentarias ligeras (piedra pómez, toba, caliza conchifera) así como escorias metalúrgicas o combustibles. Los hormigones livianos, poseyendo resistencia reducida, se distinguen por sus buenas propiedades de aislamiento térmico y aislamiento insonorizante.

Para el aislamiento térmico e insonorizante se aplican también los hormigones celulares y alveolares, cuyo peso volumétrico es $\approx 0{,}2$ kgf/dm$^3$.

La particularidad del hormigón, como material de construcción, es la fragilidad y la anisotropía brusca de las cualidades mecánicas. El hormigón resiste considerablemente peor la tracción que la compresión y tiende al agrietamiento frágil, incluso a pequeñas tensiones de tracción. Su resistencia a la tracción es 10—20 veces menor que la resistencia a la compresión.

El hormigón posee la propiedad del escurrimiento plástico. A tensiones de compresión que sobrepasan 0,3—0,5 de la resistencia de un cubo, el hormigón alcanza el estado de fluidez y las dimensiones de los productos de hormigón, bajo carga, varían espontáneamente. Esto exige la limitación de las tensiones calculadas de compresión en un límite bastante bajo (150—250 $kgf/cm^2$ para los hormigones con resistencia de un cubo a la compresión de 500—600 $kgf/cm^2$)

Otra peculiaridad del hormigón es el bajo valor del módulo de elasticidad que condiciona la reducida rigidez del producto. El módulo de elasticidad normal del hormigón es $E = 1500 \div 4000$ $kgf/mm^2$ (el valor medio es 3000 $kgf/mm^2$), lo que es aproximadamente 3 veces menor que el de la fundición y 7 veces menor que el del acero. El módulo de elasticidad a la cizalladura es $G = 1400 \div 1600$ $kgf/mm^2$.

El hormigón no es estable a la acción de los ácidos, álcalis, aceites para máquinas, líquidos lubricantes refrigerantes. El procedimiento más eficaz para proteger el hormigón de las acciones de estas sustancias es el recubrimiento de las piezas de hormigón con envolturas de chapa metálica. La estabilidad de los hormigones contra las sustancias químicas puede elevarse considerablemente, introduciendo polímeros del tipo de las siliconas (*hormigones polímeros*).

La particularidad positiva del hormigón, como material de construcción, es su pequeña magnitud de contracción en el curso del endurecimiento. El coeficiente de contracción lineal del hormigón es igual a un 0,03% por término medio. Esto asegura la conservación de las dimensiones geométricas de las piezas fundidas de hormigón y la exactitud de la disposición recíproca de los elementos metálicos moldeados en el hormigón, así como la reducción del tratamiento mecánico de los elementos metálicos básicos del producto. Existen, prácticamente, cementos inencogibles (con adiciones de yeso y otras sustancias).

En las construcciones que trabajan a la tracción, así como sometidas a cargas dinámicas y alternativas se emplea casi exclusivamente el *hormigón armado*, es decir, el hormigón moldeado con armadura de varillas de acero, rejillas o redes.

El coeficiente de dilatación lineal del hormigón ($\alpha = 12 \cdot 10^{-6\circ}$ $C^{-1}$) es próximo al coeficiente de dilatación lineal del acero, lo que asegura una buena adherencia entre el hormigón y los elementos de la armadura al oscilar la temperatura.

Sometiendo la armadura a la tracción durante el moldeo (tracción con gatos, calentamiento eléctrico de la armadura), se obtiene *el hormigón armado pretensado* con elevada resistencia a la tracción.

El peso de la armadura de acero compone desde el 15 hasta el 30% del peso del hormigón armado. La tensión previa a la tracción en la armadura se lleva hasta 150—250 kgf/cm². Las tensiones admisibles a la tracción en el hormigón armado pretensado componen 100—150 kgf/cm² por término medio; las tensiones admisibles a la compresión, 300—500 kgf/cm².

El hormigón armado posee una tenacidad cíclica muy elevada, que sobrepasa aproximadamente 2 veces la tenacidad de la fundición gris. Esta propiedad condiciona la elevada capacidad de las piezas de hormigón armado de amortiguar la vibración.

Por lo expuesto se ve que la peculiaridad fundamental del hormigón armado, como material de construcción, son las bajas resistencia y rigidez en comparación con los materiales metálicos. Las tensiones admisibles a la tracción y compresión del hormigón armado son aproximadamente 3 veces menores que las de la fundición gris. Para crear construcciones de resistencia equivalente a las de fundición gris, es necesario aumentar las secciones y los momentos de resistencia de las construcciones de hormigón armado. Prácticamente se atiene a la regla conforme a la cual las secciones de las construcciones de hormigón armado deben ser 3 veces mayores, como mínimo, que las de las respectivas construcciones de fundición. Ya que el módulo de elasticidad del hormigón armado es aproximadamente 3 veces menor que el módulo de elasticidad de la fundición, el aumento de las secciones en la misma relación reduce la rigidez de las construcciones de hormigón armado a la tracción y compresión hasta la rigidez de las construcciones de fundición.

En la práctica del cálculo de la rigidez de las construcciones de hormigón armado que trabajan a la tracción y compresión, se hace uso de la magnitud de la sección reducida

$$F_{red} = F_{hor} + F_{ar}\frac{E_{ar}}{E_{hor}},$$

donde $F_{hor}$ y $F_{ar}$ son las áreas que ocupan en la sección calculada el hormigón y la armadura respectivamente;

$E_{hor}$ y $E_{ar}$ son los módulos de elasticidad del hormigón y del material de la armadura respectivamente.

Tomando el módulo de elasticidad del hormigón $E_{hor} = 3000$ kgf/mm² y el de la armadura de acero $E_{ar} = 21\,000$ kgf/mm², obtenemos

$$F_{red} \approx F_{hor} + 7F_{ar},$$

o en forma simple

$$F_{red} = F_{sec}\left(1 + 7\frac{F_{ar}}{F_{sec}}\right),$$

donde $F_{sec}$ es el área sumaria de la sección que trabaja a la tracción y compresión.

De modo análogo, al calcular las piezas de hormigón armado que trabajan a la flexión, se utiliza el valor del momento reducido de resistencia

$$W_{red} = W_{hor} + W_{ar}\frac{E_{ar}}{E_{hor}} \approx W_{hor} + 7W_{ar},$$

donde $W_{hor}$ y $W_{ar}$ son los momentos de resistencia de las secciones ocupadas respectivamente por el hormigón y la armadura respecto al eje neutro de la sección.

En forma simple

$$W_{red} = W_{sec}\left(1 + 7\frac{W_{ar}}{W_{sec}}\right),$$

donde $W_{sec}$ es el momento de inercia de toda la sección de la pieza.

En la relación ponderal las construcciones de hormigón armado son inferiores a las de fundición. El peso volumétrico del hormigón armado oscila en los límites de 3—4 kgf/dm³, según sea el peso de la armadura. Al aumentar las secciones, supongamos sólo 3 veces, en comparación con las construcciones de fundición (el peso específico de la fundición es de 7,2 kgf/dm³), el peso de las construcciones de hormigón armado resulta $\frac{(3 \div 4)\,3}{7,2} = 1,3 \div 1,7$ veces mayor que el peso de las construcciones de fundición de resistencia equivalente.

La ventaja principal del empleo de las construcciones de hormigón armado está condicionada con la disminución del volumen de metal (3—4 veces por término medio) y el abaratamiento de la producción. El proceso tecnológico se simplifica gracias a que se evitan las operaciones de preparación de moldes, conformación y tratamiento térmico de las piezas fundidas. Si se realiza correctamente el proceso de rellenado y endurecimiento, se evitan prácticamente defectos de colada.

No obstante, el proceso dé fabricación de construcciones de hormigón armado para la construcción de maquinaria es inherente de un elevado gasto de trabajo (montaje de los moldes, particularmente de los metálicos, instalación y verificación de las piezas metálicas básicas, colocación y tensado de la armadura). Un defecto es también la duración del ciclo tecnológico y la necesidad de mantener las piezas fundidas en el curso de 15—20 días a una temperatura y humedad controladas. Este defecto se elimina con el tratamiento a temperatura-humedad, después del cual la resistencia mecánica del hormigón en 6—8 horas alcanza un 70% de la calculada.

El empleo del hormigón armado se ha justificado en la producción de grupos y máquinas únicas en su especie de grandes dimensiones. La colada de fundición de las piezas básicas de tales máquinas representa grandes dificultades. En algunos casos (cuando se carece de maquinaria para fundir de suficiente potencia) el empleo de construcciones de hormigón armado representa la única salida de la situación prácticamente posible.

En la construcción de maquinaria general el hormigón puede encontrar aplicación para el llenado de los elementos huecos de la construcción, como medio para aumentar la resistencia mecánica y la rigidez. En ciertos casos puede resultar racional el llenado de hormigón de distintas piezas tubulares y acajadas (montantes, columnas, amarraderos, soportes, vigas).

### 3.5.4.1 Construcciones de hormigón armado para la construcción de maquinaria

Las construcciones de hormigón armado para la construcción de maquinaria representan piezas fundidas con armadura con piezas de acero o de fundición conformadas en ellas (manguitos guía, casquillos, placas base, zócalos, montantes, soportes) indispensables para la designación funcional del producto.

Se aplican dos procedimientos principales para la conformación de las coladas.

Por el primer procedimiento las piezas se cuelan en encofrados de madera que se extraen después del endurecimiento; por el segundo, las piezas se cuelan en envolturas soldadas de paredes delgadas de 1,5—2 mm de espesor, reforzadas con arriostramientos interiores transversales y longitudinales (*encofrados metálicos permanentes*). Para evitar la flexión lateral bajo la acción hidroestática del hormigón líquido las envolturas, durante el llenado, se refuerzan complementariamente por la parte exterior con construcciones de madera desarmables. Bajo los bebederos y respiraderos, en las envolturas se preveen agujeros que después del endurecimiento de las coladas se sueldan.

El segundo procedimiento es más perfecto. El revestimiento metálico aisla el hormigón de la acción de los medios exteriores (de los lubricantes y de los líquidos lubricantes refrigeradores) y le preserva de los deterioros mecánicos casuales, de la desmigación y fracturación. No obstante, este procedimiento es considerablemente más caro y más laborioso que el primero.

Tiene gran importancia para la resistencia mecánica de la pieza fundida la uniformidad y densidad del llenado del molde. Es obligatorio que el molde vibre en el proceso de llenado con una frecuencia de 1000—3000 oscilaciones por minuto, en el curso de 5—10 min, como mínimo.

Se obtienen mejores resultados colocando los moldes en una mesa vibratoria. Al fabricar piezas de grandes dimensiones se limita a la compactación por la superficie con ayuda de vibradores de plataforma y de cremallera; para la compactación de los sectores de difícil acceso se emplean vibradores interiores.

Al proceder la colada en encofrados de madera y en moldes metálicos abiertos la humedad de aire se mantiene en el taller en los límites de 80—90%. Los sectores abiertos se humedecen para evitar que se sequen. Después del desencofrado (habitualmente pasados 10—12 días) la colada se cubre con serrín húmedo. Haciendo la colada en envolturas metálicas cerradas las exigencias son menos rigurosas, ya que en este caso la humedad se mantiene en suficiente cantidad dentro del molde.

La densidad de la colada se comprueba con ayuda de defectoscopios por rayos X y ultrasónicos.

Después de mantener la colada en el curso de 15—20 días, las superficies metálicas base se someten a tratamiento mecánico. Si se realiza el curado al vapor, la pieza fundida puede elaborarse pasados 1—2 días.

### 3.5.4.2 Reglas de diseñado

Al diseñar piezas fundidas de hormigón armado es necesario observar las siguientes reglas:

simplificar por todos los medios la forma de las piezas fundidas, particularmente al realizar el llenado en envolturas metálicas, ejecutando los elementos de la colada en forma de cuerpos geométricos simples (cilindros, tubos, conos, prismas);

hacer el espesor de las paredes no menor de 30 mm;

garantizar transiciones suaves de una sección a otra y evitar cavidades y oquedades difíciles de llenar, en las cuales se forman sopladuras y rechupes; para llenar correctamente tales cavidades se deben prever bebederos y respiraderos complementarios;

emplear hormigón móvil con módulo de agua y cemento elevado (0,7—0,8) en el caso de configuración compleja de las piezas fundidas;

disponer la armadura metálica de fuerza en dirección de los esfuerzos de tracción; concentrar en los sectores que se someten a flexión la armadura en la esfera de acción de las tensiones máximas de tracción.

Las piezas de grandes dimensiones de configuración compleja es mejor desarticularlas en varias partes. En las superficies de empalme de las partes a unir conviene moldear elementos metálicos de sujeción que se acoplen con apriete o soldadura. Sin embargo, hay que tener en cuenta que el empalme disminuye la rigidez de la construcción, altera la exactitud de la disposición recíproca de las superficies base de la construcción y está relacionado con el aumento del volumen del tratamiento mecánico.

La construcción en conjunto debe poseer rigidez suficiente no sólo para el trabajo normal en condiciones estacionarias, sino también para el transporte e instalación en su lugar. En las construcciones de gran extensión es obligatoria la inclusión de potentes elementos longitudinales de refuerzo de laminado comercial de perfil robusto.

Las piezas metálicas base que se introducen en el hormigón, se deben fijar fiablemente en el hormigón y, en lo posible, descargar de la acción de las tensiones. No se aconseja utilizarlas como elementos de rigidez. La rigidez debe asegurarse por la armadura interna y la forma racional de las secciones.

La resistencia mecánica de la cohesión de las envolturas metálicas con el hormigón se aumenta mediante la soldadura de anclas de grapón de alambre o de lámina a las superficies interiores de las chapas de revestimiento.

### 3.6. Indices específicos de la resistencia mecánica de los materiales

La ventaja ponderal de los materiales puede apreciarse con ayuda de los índices específicos característicos para cada tipo de carga.

*Tracción y compresión.* El peso de las piezas sometidas a tracción o compresión, en otras condiciones iguales (igual longitud de las piezas; igual carga es)

$$G = \text{const}\, F\gamma, \tag{46}$$

donde: $F$ es el área de la sección de la pieza;
$\gamma$ es el peso específico del material.

El área de la sección es inversamente proporcional a la tensión efectiva:

$$F = \frac{\text{const}}{\sigma}.$$

Para las piezas de igual resistencia (igual margen de seguridad) la magnitud de la tensión $\sigma$ puede sustituirse por la magnitud del límite de rotura $\sigma_r$. Entonces

$$F = \frac{\text{const}}{\sigma_r}.$$

Sustituyendo esta expresión en la ecuación (46), tendremos

$$G = \text{const}\, \frac{\gamma}{\sigma_r}.$$

Por consiguiente, el peso de las piezas de igual resistencia sometidas a la tracción y compresión, en otras condiciones iguales, se determina por la relación del límite de rotura al peso específico de material

$$\frac{\sigma_r}{\gamma}. \tag{47}$$

Este factor, llamado *resistencia específica*, caracteriza la ventaja ponderal del material a la tracción y compresión.

La práctica moderna del diseñado se aparta de la apreciación de la resistencia mecánica por la magnitud $\sigma_r$, es decir por la tensión, con la cual la pieza se destruye. Como base del cálculo de las piezas que se someten a cargas estáticas, sirve el límite de proporcionalidad $\sigma_p$ (para los materiales, en los cuales esta magnitud está bruscamente expresada) o el límite convencional de fluencia $\sigma_{0,2}$ (la tensión con la cual las deformaciones residuales constituyen el 0,2%).

Para las piezas que trabajan en condiciones de cargas cíclicas, la magnitud de partida para el cálculo es el límite de fatiga $\sigma_D$.

El límite de fluencia no es proporcional al de rotura. La magnitud $\sigma_{0,2}$ para los distintos materiales es de 0,5 a 0,95 $\sigma_r$. Por eso, el cálculo por el límite de rotura, incluso con un gran coeficiente de seguridad, puede llevar a errores groseros.

En relación con que el límite de rotura se refiere al número de características que con más facilidad se pueden determinar y que para algunos grupos de materiales existe una proporcionalidad conocida entre $\sigma_{0,2}$ y $\sigma_r$, este último se da como característica fundamental de la resistencia mecánica.

Al hacer el cálculo por el límite de fluencia $\sigma_{0,2}$ el factor de resistencia específica tiene la forma

$$\frac{\sigma_{0,2}}{\gamma}, \tag{48}$$

al hacer el cálculo por el límite de fatiga

$$\frac{\sigma_D}{\gamma}. \tag{49}$$

Este factor se llama *resistencia específica a la fatiga* a la tracción y compresión.

Los factores de resistencia específica pueden ser interpretados con evidencia.

Representémonos una barra colgada libremente de sección arbitraria, empotrada por un extremo (fig. 101) y cargada sólo por el propio peso. La sección peligrosa es $a-a$, en la cual actúa la fuerza total del peso

$$G = FL\gamma, \tag{50}$$

donde $F$ es el área de la sección;
$L$ es la longitud de la barra;
$\gamma$ es el peso específico del material de la barra.

La tensión de tracción en esta sección es:

$$\sigma = \frac{G}{F},$$

o teniendo en cuenta la fórmula (50)

$$\sigma = L\gamma. \tag{51}$$

Supongamos que la tensión alcanza el límite de rotura ($\sigma = \sigma_r$). Esto tiene lugar con una determinada longitud $L_r$ de la barra (*longitud de rotura*), igual según la fórmula (51):

$$L_r = \frac{\sigma_r}{\gamma}.$$

Esta magnitud coincide con la resistencia específica del material [fórmula (47)].

Si se toma $\sigma_r$ en kgf/mm² y $\gamma$ en kgf/dm³, entonces

$$L_r = \frac{\sigma_r}{\gamma}\,\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}\cdot\frac{\text{dm}^3}{\text{kgf}} = \frac{\sigma_r}{\gamma}\cdot 10^6\ \text{mm} = \frac{\sigma_r}{\gamma}\ \text{km}, \tag{52}$$

es decir, la longitud $L_r$ en este caso se expresa en kilómetros.

Análogamente

$$L_f = \frac{\sigma_{0,2}}{\gamma}\,\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}\cdot\frac{\text{dm}^3}{\text{kgf}} \tag{53}$$



Fig. 101. Barra suspendida libremente

representa la longitud (en km) de la barra libremente colgada, con lo cual las tensiones en la sección peligrosa alcanzan el límite de fluencia.

El desplazamiento del extremo libre de la barra (estirado completo), como es conocido, es igual a

$$f = \frac{GL}{2EF}.$$

Ya que $G = FL\gamma$ y $L = \frac{\sigma}{\gamma}$, entonces siendo $L = L_f$ y $\sigma = \sigma_{0,2}$

$$f_f = \frac{\sigma_{0,2}^2}{2E\gamma}\ \text{km} = 10^3\ \frac{\sigma_{0,2}^2}{2E\gamma}\ \text{m}, \tag{54}$$

donde $\sigma_{0,2}$ y $E$ en kgf/mm², y $\gamma$ en kgf/dm³.

La magnitud $f_f$ caracteriza la elasticidad y la resistividad del material a cargas de impacto.

*Flexión y torsión.* Para el caso de flexión y torsión el criterio de la ventaja ponderal del material es la relación

$$\frac{\sigma^{2/3}}{\gamma}, \tag{55}$$

donde $\sigma$ es la tensión destructiva para el tipo dado de carga ($\sigma_r$ para la flexión y $\tau_r$ para la torsión).

Este factor se llama *resistencia específica a la flexión* (*o a la torsión*). Si el cálculo se realiza por el límite de fluencia o de fatiga, entonces en el numerador de la expresión (55) se ponen los valores de los límites correspondientes.

En virtud de que la apreciación de la ventaja ponderal es aproximada, habitualmente para comparar todos los tipos de carga se utilizan los factores más simples por su estructura $\frac{\sigma_r}{\gamma}$ y $\frac{\sigma_{0,2}}{\gamma}$, correspondientes al caso de tracción y compresión.

*Cargas de impacto.* La capacidad de resistir la acción de la carga de impacto se caracteriza por el trabajo de la deformación elástica. En el caso de tracción de una barra de longitud $L$ y de sección constante $F$

$$U = \frac{P^2L}{2EF} = \frac{\sigma^2FL}{2E}.$$

La magnitud $U$ para una tensión $\sigma$, igual al límite de proporcionalidad $\sigma_p$, caracteriza la capacidad de resistir el impacto en los límites de acción de la ley de Hook:

$$U = \frac{\sigma_p^2FL}{2E}.$$

Dividiendo esta magnitud por el peso $G = FL\gamma$, obtenemos

$$U = \frac{U}{FL\gamma} = \frac{\sigma_p^2}{2E\gamma}. \tag{56}$$

Este factor, llamado *resistencia específica al impacto*, caracteriza la ventaja ponderal del material en condiciones de cargas de impacto.

Para una comparación aproximada la magnitud del límite de proporcionalidad $\sigma_p$ puede sustituirse por la magnitud próxima a ésta del límite de fluencia $\sigma_{0,2}$. Entonces:

$$U = \frac{\sigma_{0,2}^2}{2E\gamma}. \tag{57}$$

Esta expresión coincide con la (54) del estiraje total $f_t$ de la barra libremente colgada de $L_t$ de longitud, para la cual las tensiones en la sección peligrosa alcanzan el límite de fluencia.

### 3.6.1 Apreciación ponderal comparativa de los materiales de construcción

En la tabla 14 se dan los valores medios de $\sigma_r$, $\sigma_{0.2}$ y $E$, así como las características específicas de la resistencia mecánica de los materiales de construcción. Al determinar los factores específicos de la resistencia mecánica se han tomado los valores superiores de $\sigma_r$ y $\sigma_{0.2}$.

Los más ventajosos en el sentido ponderal son los aceros extrarresistentes, en los que la resistencia específica expresada en forma de la longitud de rotura (fig. 102, *a*) es de 45 km. El segundo lugar lo

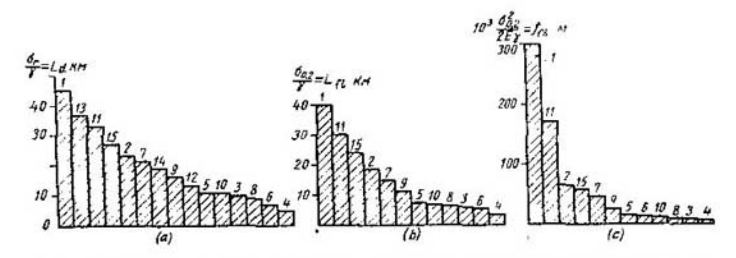



Fig. 102. Indices de la resistencia mecánica específica de los materiales:
*1* — aceros extrafuertes; *2* — aceros aleados; *3* — aceros al carbono; *4* — fundiciones grises; *5* — fundiciones de alta resistencia; *6* — bronces de construcción; *7* — aleaciones a base de aluminio deformables; *8* — aleaciones a base de aluminio de fundición; *9* — aleaciones a base de magnesio deformables; *10* — aleaciones a base de magnesio de fundición; *11* — aleaciones a base de titanio; *12* — madera-delta; *13* — material de fibra de vidrio anisótropo; *14* — laminado de fibra de vidrio; *15* — sitales

ocupan los materiales anisótropos de fibras de vidrio. (MAFV) con $L_r = 37$ km (esta cifra se refiere al caso de orientación favorable de las fibras respecto a la carga). El último lugar lo ocupan las fundiciones grises ($L_r = 5$ km).

Casi en este mismo orden se disponen los materiales por la magnitud de la resistencia específica $\frac{\sigma_{0.2}}{\gamma}$ (fig. 102, *b*) y por la magnitud de la resistencia específica de impacto $\frac{\sigma_{0.2}^2}{2E\gamma}$ (fig. 102, *c*). En el último caso, los aceros extrarresistentes superan en mucho a todos los demás materiales. La resistencia específica de impacto de estos aceros es aproximadamente 2; 5 y 40 veces mayor que la de las aleaciones a base de titanio, aceros aleados y al carbono respectivamente.

Conviene subrayar que la elección del material depende no sólo de sus características de resistencia-peso, sino no sólo de sus caracte-

*Tabla 14*

**Características específicas de la resistencia mecánica de los materiales de construcción**

| Material | | Peso específico $\gamma$, en kg/dm³ | Límite de rotura $\sigma_r$, en kgf/mm² | Límite de fluencia $\sigma_{0,2}$, en kgf/mm² | Módulo de elasticidad $E$, en kgf/mm² | Índices específicos: resistencia $\frac{\sigma_r}{\gamma}$ ($L_r$, en km) | Índices específicos: resistencia $\frac{\sigma_{0,2}}{\gamma}$ ($L_f$, en km) | Índices específicos: resistencia de impacto $10^8 \cdot \frac{\sigma_{0,2}^2}{2E\gamma}$ ($f_f$ en m) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Aceros al carbono | | 7,85 | 35—80 | 21—48 | 21 000 | 10 | 6 | 7 |
| Aceros aleados | | | 100—180 | 80—145 | | 23 | 18,5 | 64 |
| Aceros extrarresistentes | | | 250—350 | 225—315 | | 45 | 40 | 300 |
| Fundiciones grises | | 7,2 | 20—35 | 15—25 | 8 000 | 5 | 3,5 | 5,5 |
| Fundiciones de alta resistencia | | 7,4 | 45—80 | 32—56 | 15 000 | 11 | 7,7 | 13 |
| Aleaciones a base de aluminio | fundidas | 2,8 | 18—25 | 13—17,5 | 72 000 | 9 | 6,5 | 8 |
| | deformables | | 40—60 | 28—42 | | 21,5 | 15 | 44 |
| Aleaciones a base de magnesio | fundidas | 1,8 | 12—20 | 8—13 | 4 500 | 11 | 7 | 10,5 |
| | deformables | | 25—30 | 16—20 | | 16,5 | 11 | 25 |
| Bronces de construcción | | 8,8 | 40—60 | 32—48 | 11 000 | 7 | 5,5 | 12 |
| Aleaciones a base de titanio | | 4,5 | 80—150 | 70—135 | 12 000 | 33 | 30 | 170 |
| Plásticos de construcción | madera delta | 1,4 | 15—20 (a lo largo de las capas) | — | 5 000 | 13 | — | — |
| | laminado de fibra de vidrio | 1,6 | 25—30 | — | 5 000 | 19 | — | — |
| | MAFV | 1,9 | 40—70 (a lo largo de las fibras) | — | 6 000 | 37 | — | — |
| Sitales | | 3 | 50—80 | 45—72 | 15 000 | 27 | 24 | 58 |

rísticas de resistencia-peso, sino también de la designación y de las condiciones de trabajo de la pieza. Al elegir el material se tiene en cuenta su rigidez, dureza, tenacidad, plasticidad, características tecnológicas (maquinabilidad, estampación, soldabilidad), resistencia al desgaste y a la corrosión, resistencia al fuego y a altas temparaturas (para las piezas que trabajan a elevadas temperaturas).

Un gran papel desempeña el coste del material, la ausencia en éste de componentes escasos y caros.

Los aceros aleados son los que poseen mayor universalidad de las propiedades a elevados índices de resistencia-peso. Con la introducción de componentes de aleación y el empleo de un tratamiento técnico especial se puede variar en amplios límites sus propiedades, dando según sea la necesidad una alta dureza superficial, resistencia al fuego, resistencia a la corrosión, etc. Esto hace que el acero sea el material más difundido y universal para fabricar piezas cargadas.

Las aleaciones a base de titanio poseen las mismas propiedades de flexión y elevados índices de resistencia-peso.

# 4 Rigidez de las construcciones

*La rigidez* es uno de los factores fundamentales que determinan la capacidad de trabajo de la construcción y tiene tanta importancia, si no más, para la fiabilidad, como la resistencia mecánica.

Las deformaciones elevadas pueden alterar el trabajo normal de la construcción mucho antes de que surjan tensiones peligrosas para la resistencia mecánica. Alterando la distribución uniforme de la carga, ellas provocan la concentración de esfuerzos en distintos sectores de las piezas, como resultado de lo cual aparecen altas tensiones locales que sobrepasan en mucho la magnitud de las tensiones nominales.

La falta de rigidez de los cuerpos perturba la interacción de los mecanismos despuestos en éstos, provocando un elevado rozamiento y desgaste de las articulaciones móviles; la falta de rigidez de los árboles y apoyos de las transmisiones por engranajes altera el engrane correcto de las ruedas y conduce a un rápido desgaste de los dientes; la falta de rigidez de los muñones y apoyos de los cojinetes de contacto plano produce elevadas presiones de borde, la aparición de focos locales de rozamiento semilíquido y semiseco, recalentamiento, agarrotamiento o disminución del plazo de servicio de los cojinetes; la falta de rigidez de las uniones inmóviles sometidas a la acción de cargas dinámicas provoca la corrosión por fricción, endurecimiento por deformación en frío y soldadura de las superficies.

En las máquinas que ejecutan operaciones de precisión, por ejemplo, en las máquinas herramienta, la rigidez de los órganos de trabajo (y de sus apoyos) determina la precisión de las dimensiones de las piezas que se mecanizan.

La rigidez tiene gran significación para las máquinas de la clase aliviada (máquinas transportadoras, técnica de aviación y coheteril). Tendiendo a aligerar la construcción y utilizar al máximo los recursos de resistencia de los materiales, el diseñador, en el caso dado, eleva el nivel de la tensión, lo que va acompañado por el aumento de las deformaciones. El vasto empleo de las construcciones de igual resistencia, las más ventajosas por el peso, a su vez, provoca el au-

mento de deformaciones, ya que las construcciones de igual resistencia son las menos rígidas.

Particular agudeza adquieren los problemas de la rigidez en relación con la aparición de materiales de alta resistencia y extrarresistentes cuya aplicación condiciona un brusco aumento de la deformación de las construcciones.

Son frecuentes los casos de menosprecio de las magnitudes de los esfuerzos que actúan en la construcción. A menudo, al realizar el cálculo se obtienen magnitudes insignificantes de los esfuerzos de trabajo, y realmente de modo inesperado surgen cargas que destruyen e inutilizan las piezas. Estas cargas pueden ser producidas por las inexactitudes del montaje, por el pandeo de los elementos insuficientemente rígidos de la construcción, por deformaciones residuales, por sobretensado de las piezas de sujeción, por el elevado rozamiento, torcimientos y atrancamientos de las piezas de rozamiento del conjunto, por los esfuerzos que surgen durante el transporte e instalación de la máquina y por otros factores que no tiene en cuenta el cálculo.

La magnitud de las deformaciones puede ser calculada sólo en los casos simples, para los cuales hay soluciones sobre la base de los métodos de resistencia de los materiales y de la teoría de la elasticidad. En la mayoría de los casos se suele tratar con *piezas incalculables*, para las cuales no es posible ni siquiera aproximadamente calcular la magnitud de la deformación.

Aquí hay que recurrir a la simulación, experimento, experiencia de las construcciones análogas ejecutadas y frecuentemente confiar sólo en la intuición que en el curso del tiempo adquiere el diseñador. Un diseñador experto, sabiendo la dirección y la magnitud de los esfuerzos efectivos, valoriza más o menos correctamente la dirección y la magnitud de la deformación, revela los sitios débiles y, valiéndose de diversos procedimientos, aumenta la rigidez, componiendo una construcción racional.

Por el contrario, las construcciones proyectadas por un diseñador principiante, suelen sufrir de insuficiente rigidez.

### 4.0.1 Criterios de rigidez

La rigidez es la capacidad del sistema de resistir la acción de las cargas exteriores con las mínimas deformaciones. Para la construcción de maquinaria puede formularse la siguiente definición: la rigidez es la capacidad del sistema de resistir la acción de las cargas exteriores con las deformaciones, admisibles sin alterar la capacidad de trabajo del sistema. El concepto inverso de la rigidez es la *elasticidad*, es decir, la propiedad del sistema de adquirir relativamente grandes deformaciones bajo la acción de las cargas exteriores. Para las construcciones de maquinaria, la rigidez es la que mayor importancia tiene. Sin embargo, en una serie de casos también la elasticidad resulta ser una importante propiedad (muelles, ballestas y otras piezas elásticas).

La rigidez se aprecia por el *coeficiente de rigidez*, que representa la relación de la fuerza $P$, aplicada al sistema, a la deformación máxima $f$ provocada por esta fuerza.

Para el caso simple de *tracción y compresión* de una barra de sección constante en los límites de deformación elástica, el coeficiente de rigidez, conforme a la ley de Hook, es

$$\lambda_t = \frac{P}{f} = \frac{EF}{l}, \tag{58}$$

donde $E$ es el módulo de elasticidad normal del material;
$F$ es la sección de la barra;
$l$ es la longitud de la barra en dirección de la acción de la fuerza.

La magnitud inversa

$$\mu = \frac{f}{P} = \frac{l}{EF}, \tag{59}$$

que caracteriza la compresibilidad elástica de la barra se llama *coeficiente de elasticidad*.

El coeficiente de rigidez determinado por la deformación relativa $e = f/l$ es

$$\lambda_t' = EF \text{ kgf}$$

y representa la carga en kgf que provoca la deformación relativa $e = 1$.

El correspondiente coeficiente de elasticidad es

$$\mu' = \frac{1}{EF} \text{ kgf}^{-1}$$

representa la deformación relativa al aplicar una carga de 1 kgf.

Para el caso de *torsión* de una barra de sección constante el coeficiente de rigidez representa la relación entre el momento torsional $M_{tor}$ aplicado a la barra y el ángulo $\varphi$, provocado por este momento, de giro de las secciones de la barra por la longitud $l$:

$$\lambda_{tor} = \frac{M_{tor}}{\varphi} = \frac{GI_p}{l}, \tag{60}$$

donde $G$ es el módulo de elasticidad de cizalladura del material;
$I_p$ es el momento polar de inercia de la sección de la barra.

Para el caso de *flexión* de una barra de sección constante por su longitud, el coeficiente de rigidez es

$$\lambda_{flex} = \frac{P}{f} = a\frac{EI}{l^3}, \tag{61}$$

donde $I$ es el momento de inercia de la sección de la barra;
$l$ es la longitud de la barra;
$a$ es el coeficiente que depende de las condiciones de carga.

En la fig. 103 vienen dados los valores del coeficiente de rigidez para algunos casos de carga por flexión. Por unidad se ha tomado el valor λ correspondiente a la flexión de una barra de dos apoyos cargada por la fuerza concentrada $P$ en el centro del tramo.

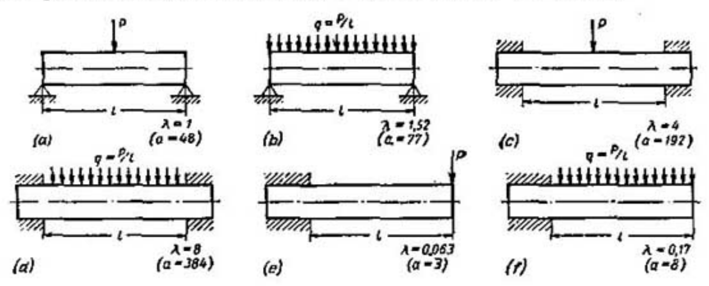



Fig. 103. Coeficiente de rigidez γ para distintos esquemas de flexión

Como se ve, la rigidez del sistema depende fuertemente de las condiciones de aplicación de la carga. Así, una barra con carga uniformemente repartida (fig. 103, *b*) posee 1,52 veces más rigidez que una barra cargada por una carga concentrada de la misma magnitud sumaria (fig. 103, *a*). Aún más influencia ejerce en la rigidez el tipo y la disposición de los apoyos. Por ejemplo, la rigidez de una barra de dos apoyos con los extremos empotrados (fig. 103, *c*, *d*) sobrepasa 5—8 veces la rigidez de la barra apoyada libremente por los extremos (fig. 103, *a*, *b*).

La rigidez de una barra de consola cargada por una fuerza concentrada (fig. 103, *e*) constituye sólo 0,063 de la rigidez de la barra de dos apoyos de la misma longitud cargada por la misma fuerza en el centro del tramo.

Para la magnitud prefijada de la carga y dimensiones lineales preestablecidas del sistema, la rigidez se determina plenamente por la magnitud de la deformación máxima $f$. Esta magnitud se emplea con frecuencia para el aprecio práctico de la deformación de los sistemas geométricamente iguales.

### 4.0.2 Factores que definen la rigidez de las construcciones

La rigidez de las construcciones se define por los factores siguientes:

módulo de elasticidad del material (módulo de elasticidad normal $E$ a la tracción y compresión y flexión, módulo de cizallamiento $G$, durante la torsión);

características geométricas de la sección del cuerpo que se deforma (sección $F$ a la tracción y compresión, momento de inercia $I$, en el caso de flexión, momento de inercia polar $I_p$ a la torsión);

dimensiones lineales del cuerpo deformable (longitud $l$);

tipo de carga y tipo de apoyos [factor $a$ en la fórmula (61)].

El módulo de elasticidad es una característica muy estable de los metales y depende sólo de la densidad de la red átomo-cristalina, es decir, de la magnitud de la distancia media interatómica. De los metales técnicos sólo tres poseen altos valores del módulo de elasticidad: el tungsteno, el molibdeno y el berilio (respectivamente $E = 40\,000$, $35\,000$ y $31\,000$ kgf/mm²).

El módulo de elasticidad de los materiales de construcción prácticamente aplicables oscila en los límites de 22 000 (acero) a 4500 kgf/mm² (aleaciones a base de magnesio). No obstante, el empleo de uno u otro material, en la mayoría de los casos, se determina por las condiciones de trabajo de la pieza. Por eso, el medio práctico principal para aumentar la rigidez es saber maniobrar con los parámetros geométricos del sistema.

Las dimensiones y la forma de las secciones ejercen gran influencia en la rigidez. En el caso de tracción y compresión la rigidez es proporcional al cuadrado de las dimensiones de la sección (en dirección de la acción del momento flector) y en el caso de flexión, a la cuarta potencia.

La influencia que ejercen las *dimensiones lineales* de la pieza es pequeña para el caso de tracción y compresión (la rigidez es inversamente proporcional a la primera potencia de la longitud) y muy considerable en el caso de flexión (la rigidez es inversamente proporcional a la tercera potencia de la longitud).

Los factores *constructivos* que influyen en la rigidez pueden unificarse en un índice (siendo constante la fuerza efectiva $P$):

a la tracción y compresión

$$\lambda'_{r} = \frac{F}{l}; \quad (62)$$

a la flexión

$$\lambda'_{flex} = \frac{I}{l^3}; \quad (63)$$

Para una barra de sección redonda, en el caso de tracción y compresión es

$$\lambda'_{t} = 0{,}785\,\frac{d^2}{l}, \quad (64)$$

y en el caso de flexión es

$$\lambda'_{flex} = 6{,}25 \cdot 10^{-4}\,\frac{d^4}{l^3}; \quad (65)$$

La condición de equivalencia de rigidez para las barras con distintos valores de $l$ y $d$, cargadas con una misma fuerza $P$:

a la tracción y compresión es

$$\frac{d^2}{l} = \text{const};$$

a la flexión es

$$\frac{d^4}{l^3} = \text{const}.$$

La resistencia mecánica del material ejerce indirectamente influencia en la rigidez de la construcción.

La deformación máxima de la pieza puede representarse del siguiente modo:
a la tracción y compresión

$$f = \frac{Pl}{EF} = \frac{\sigma}{E} l, \tag{66}$$

donde $\sigma$ es la tensión de tracción y compresión que actúa en la pieza;
a la flexión

$$f = \frac{Pl^3}{aEI} = \frac{M_{flex} l^2}{aEW} = \frac{\sigma_{flex} l^2}{abE}, \tag{67}$$

donde $\sigma_{flex}$ es la máxima tensión flectora que actúa en el sistema;
$a$ es el coeficiente que tiene en cuenta las condiciones de carga;
$b = \frac{I}{W}$ es una relación constante para cada forma de sección.

Como se ve, las deformaciones, a otras condiciones iguales, son proporcionales a las tensiones. Pero la magnitud de las tensiones se toma, como regla general, proporcional a las características de resistencia del material; las tensiones representan la relación del límite de rotura (o del límite de fluencia) al coeficiente de seguridad. Por consiguiente, cuanto mayor sea la resistencia mecánica del material, tanto mayor será la magnitud de las tensiones adoptadas y (a otras condiciones iguales) mayor serán las deformaciones del sistema. Por el contrario, cuanto menor sea el margen de seguridad y más próxima la magnitud de las tensiones que actúan en el sistema al límite de rotura, tanto mayor serán las deformaciones y menor será la rigidez del sistema.

El procedimiento más simple para disminuir las deformaciones consiste en reducir el nivel de las tensiones. Sin embargo, este camino es irracional, ya que está relacionado con el aumento del peso de la construcción. En el caso de flexión, el procedimiento racional para disminuir las deformaciones es la elección conveniente de la forma de las secciones, de las condiciones de carga, del tipo y disposición de los apoyos. Ya que la influencia que ejercen los parámetros lineales del sistema en el caso de flexión es muy grande [fórmula (65)], en este caso el diseñador dispone de procedimientos muy efectivos para aumentar la rigidez que permiten disminuir las deformaciones del sistema decenas de veces en comparación con la construcción inicial y, a veces, prácticamente liquidar completamente la flexión.

En el caso de torsión, los medios eficaces para aumentar la rigidez son la disminución de la longitud de la pieza en el sector de torsión y, particularmente, el aumento del momento de inercia polar de las secciones.

En el caso de tracción y compresión, la posibilidad de aumentar la rigidez es mucho menor, ya que aquí la forma de las secciones no desempeña ningún papel y las deformaciones dependen sólo del área de la sección que se determina por la condición de la resistencia me-

cánica. El único procedimiento para aumentar la rigidez aquí, consiste en disminuir la longitud del sistema. Si se ha prefijado ya la longitud, entonces no hay posibilidad de maniobrar.

Conforme a la ley de Hook las deformaciones del sistema que se somete a la tracción y compresión es [fórmula (66)]

$$f = \frac{\sigma}{E} l$$

y una tensión $\sigma$ y longitud $l$ prefijadas su magnitud depende sólo del módulo de elasticidad del material.

La magnitud de deformación depende no sólo de la tensión máxima que actúa en el sistema (en la sección peligrosa de la pieza), sino también de la ley de distribución de tensiones por todas las demás secciones, es decir, de la forma de la pieza por su longitud. Las piezas de igual resistencia en las cuales las tensiones son idénticas en todas las secciones e iguales al máximo) poseen la mínima rigidez.

### 4.0.2.1 Rigidez fuera de los límites de las deformaciones elásticas

En la práctica hay que tener en cuenta la posible aparición de deformaciones plásticas. Incluso en los sistemas calculados para trabajar en los límites de elasticidad, con frecuencia surgen deformaciones plásticas locales en los sitios débiles de la construcción, en los sectores de concentración de tensiones y en los elementos dispuestos desfavorablemente respecto a las fuerzas efectivas, etc. Las deformaciones plásticas generales o zonales pueden surgir en regímenes de sobrecargas.

El comportamiento del material en estas condiciones puede observarse en el diagrama fuerza-deformación relativa para el caso de tracción simple (fig. 104, *a*). Mientras la pieza trabaja en la zona de deformaciones elásticas (en la fig. 104, *a*, para cargas no mayores de 6 t), estas últimas tienen una magnitud insignificante (no más de $\varepsilon = 0{,}2\%$ por término medio); la carga y la descarga transcurre por la línea *ab*; al quitar la carga el sistema cada vez regresa al estado inicial.

Si la fuerza efectiva se eleva hasta la magnitud que provoca el paso fuera del límite de elasticidad, la deformación del sistema aumenta bruscamente debido a la aparición de deformaciones residuales. Por ejemplo, al elevar la fuerza hasta 9 t (punto $b'$) la deformación relativa crece hasta el 2,5%. Después de quitar la fuerza, la descarga transcurre por la línea $b'a'$. En caso de descarga total el sistema no regresa al estado inicial, adquiriendo una deformación residual igual en el caso considerado al 2%. Al mismo tiempo el sistema se endurece como resultado del endurecimiento por deformación en frío que surge durante el flujo plástico del material.

Al aplicar de nuevo la fuerza, la carga transcurre por la línea $a'b'$ y el sistema adquiere capacidad de aguantar, sin la aparición de

nuevas deformaciones residuales, una carga de hasta 9 *t*. Sin embargo, junto con esto disminuye la reserva de carga plástica (diferencia de la fuerza correspondiente al límite de rotura y de la fuerza correspondiente al límite de elasticidad). Si hasta el momento de aplicación de la fuerza, que produjo deformaciones residuales, la reserva de carga constituía 9,5—6 = 3,5 *t*, ahora ésta disminuye hasta 9,5—— 9 = 0,5 t.

Como se ve, la caída de la rigidez al pasar fuera del límite de elasticidad es temporal (si la tensión en caso de sobrecarga no excede el

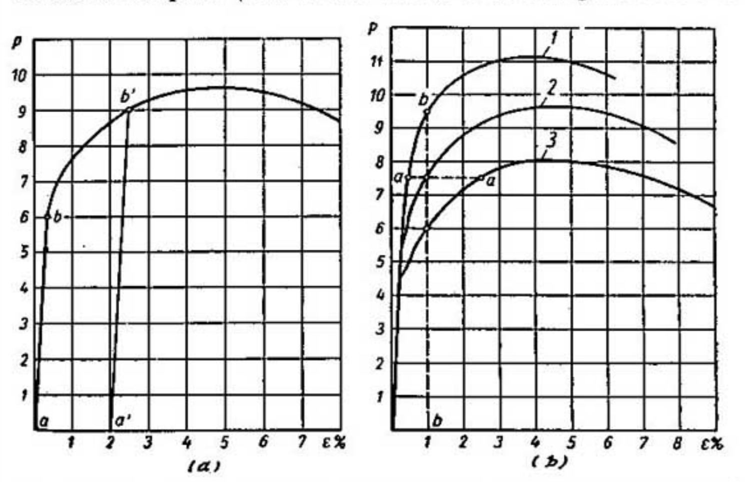



Fig. 104. Curvas: *a* — de carga a la tracción de la probeta hecha de metal plástico; *b* — influencia que ejerce la resistencia mecánica de los aceros en las deformaciones plásticas de las piezas

límite de resistencia mecánica del material). Habiendo soportado deformación residual, el sistema vuelve de nuevo al estado elástico. Su comportamiento a cargas reiteradas se determina por las leyes de la deformación elástica, pero sólo para nuevos valores del límite de elasticidad y nuevas coordenadas iniciales.

El surgimiento de deformaciones residuales moderadas no presenta peligro, si la carga es estática y la deformación de la pieza no influye en el trabajo del conjunto y de las piezas contiguas. Por el contrario, aquéllas contribuyen al endurecimiento de la pieza. El grado de endurecimiento depende de la correlación entre el límite de rotura $\sigma_r$ y el límite de elasticidad del material (o, próximo al último, límite de fluencia $\sigma_{0,2}$). La relación $\sigma_{0,2}/\sigma_r$ es pequeña en los materiales blandos y plásticos (para los aceros pobres en carbono $\sigma_{0,2}/\sigma_r = 0,5 \div 0,6$) y se eleva con el aumento del límite de rotura,

alcanzando 0,85 — 0,95 para los aceros de alta resistencia. De este modo, el grado de endurecimiento puede ser considerable sólo para los materiales plásticos; las posibilidades del endurecimiento de las deformaciones plásticas de los aceros resistentes son relativamente pequeñas.

Si las deformaciones residuales perturban el funcionamiento del conjunto (como esto tiene lugar, por ejemplo, en las articulaciones de precisión), conviene eliminarlas totalmente o limitarlas al mínimo.

Como se ve de lo expuesto, la magnitud de la deformación fuera del límite de elasticidad depende, en primer lugar, de la resistencia mecánica del material y del carácter de su cambio en la región de las deformaciones plásticas, es decir, del tipo de la curva de carga.

Como ilustración en la fig. 104, *b* se aporta la comparación de las magnitudes de la deformación plástica de piezas ejecutadas de tres aceros de distinta resistencia mecánica. Admitamos que en la pieza actúa una fuerza de extensión de 7,5 t que provoca tensiones que exceden el límite de elasticidad para todos los aceros. La deformación relativa $\varepsilon$ bajo la acción de esta fuerza (línea *aa*) para los aceros *1—3* es respectivamente igual a 0,5; 1 y 2,5%. De este modo, la deformación de la pieza ejecutada del acero más resistente es $\frac{1}{0,5} = 2$ veces menor que en el caso del acero 2 y $\frac{2,5}{0,5} = 5$ veces menor que en el caso del acero *3*.

La ventaja de los aceros resistentes en el caso considerado puede ilustrarse de otro modo. Supongamos que viene dada la deformación relativa límite $\varepsilon = 1\%$ (línea *bb*). La pieza ejecutada del acero más resistente *1*, adquiere esta deformación a una carga de 9,5 t, del acero *2*, a una carga de 7,5 t y del acero *3*, a una carga de 6 t.

De todo lo descrito es evidente que la rigidez del sistema en la región de las deformaciones plásticas se determina preferentemente por los *factores de resistencia mecánica*.

### 4.0.2.2 Rigidez de las construcciones compuestas y de paredes delgadas

En las construcciones de paredes delgadas, en particular, las de envoltura, la *elasticidad* del sistema tiene una importancia particular. Las construcciones de este tipo tienden, en determinadas condiciones para tensiones exentas de peligro desde el punto de vista del cálculo nominal a la resistencia mecánica y rigidez, a someterse a deformaciones bruscas locales o generales que llevan carácter de destrucción.

La medida principal de lucha contra la pérdida de estabilidad (junto con el aumento de la resistencia mecánica del material) es el reforzamiento de los sectores del sistema que se deforman fácilmente, introduciendo elementos locales de rigidez o arriostramientos entre los sectores deformables y los nodos de rigidez.

En las construcciones *compuestas* (en los sistemas de varias piezas unidas por medio de encajes inmóviles) la rigidez depende también de tal factor, que raramente se tiene en cuenta, pero que tiene en la práctica gran significación, como *la rigidez de los conjuntos de conjugación*. La presencia de holguras en los conjuntos de conjugación lleva a la aparición de deformaciones, a veces sobrepasando muchas veces las propias deformaciones elásticas de los elementos de la construcción. En semejantes conjuntos conviene prestar particular atención en la rigidez de la sujeción y empotramiento de las piezas.

Los procedimientos eficaces para aumentar la rigidez de los sistemas compuestos son el apriete de fuerza de los conjuntos de articulación, el encaje apretado, el aumento de las superficies de apoyo y atribución a las piezas de elevada rigidez en los sectores de conjugación.

## 4.1 Indices específicos de rigidez de los materiales

Al comparar los índices de rigidez, de resistencia mecánica y de peso de las piezas fabricadas de distintos materiales, conviene distinguir cuatro casos fundamentales:

1. Piezas *de igual configuración* (para una misma carga tienen iguales tensiones);
2. Piezas *de igual rigidez* (experimentan las mismas deformaciones, para distintas secciones y tensiones);
3. Piezas *de igual resistencia* (tienen el mismo margen de fiabilidad, distintas secciones y tensiones proporcionales al límite de rotura del material);
4. Piezas *de igual peso*.

El primer caso (el cambio del material de la pieza por otro sin variar sus dimensiones geométricas) se encuentra en la práctica cuando las secciones de la pieza se han prefijado por el proceso tecnológico (por ejemplo, las piezas tipo armazón fundidas). Esto es también un caso de piezas imprevistas con tensiones pequeñas o indeterminadas.

Los casos segundo y tercero tienen lugar al sustituir el material de la pieza por otro con el cambio simultáneo de sus secciones (piezas calculadas, en las cuales las tensiones y las deformaciones se determinan con bastante exactitud y se designan con el fin de utilizar al máximo la resistencia mecánica y la rigidez del material).

El cuarto caso es en el que el peso de la construcción se ha prefijado por su designación funcional y condiciones de explotación.

Al comparar los índices de resistencia, de peso y de rigidez de las piezas fabricadas de distintos materiales presupondremos que la longitud de las piezas es igual, y las secciones (en los últimos tres casos) varían observando la semejanza geométrica.

**1. Piezas de igual configuración** ($\sigma$ = const). En el caso de tracción y compresión el coeficiente de rigidez es:

$$\lambda = \frac{EF}{l}.$$

donde $F$ y $l$ son la sección y la longitud de la pieza;
$E$ es el módulo normal de elasticidad.

Según la condición $l$ = const y $F$ = const.

Por consiguiente

$$\lambda = \text{const } E, \tag{68}$$

es decir, la rigidez de las piezas en este caso depende sólo de la magnitud del módulo de elasticidad.

El margen de seguridad es

$$n = \frac{\sigma_r}{\sigma},$$

donde $\sigma_r$ es la resistencia a la tracción;
$\sigma$ es la tensión que actúa en la pieza.

Según la condición $\sigma$ = const. Por consiguiente

$$n = \text{const } \sigma_r. \tag{69}$$

La magnitud $n$ determina la carga máxima que puede soportar (aguantar) la pieza.

$$P_{\text{máx}} = nP.$$

En el caso considerado la carga máxima se determina por el límite de rotura $\sigma_r$ del metal, y el peso de la pieza, sólo por el peso específico del material, es decir,

$$G = \text{const } \gamma. \tag{70}$$

Las correlaciones son completamente análogas en el caso de flexión y torsión con la única diferencia que en el caso de torsión la rigidez de la pieza se determina por la magnitud del módulo de cizallamiento.

**2. Piezas de igual rigidez** ($\lambda$ = const). La condición de igual rigidez en el caso de tracción y compresión es

$$\lambda = \frac{EF}{l} = \text{const}.$$

Si la longitud $l$ de las piezas es igual, entonces

$$F = \frac{\text{const}}{E}. \tag{71}$$

Por consiguiente, el peso de las piezas de igual rigidez es

$$G = F\gamma = \text{const } \frac{\gamma}{E}. \tag{72}$$

Las tensiones son

$$\sigma = \frac{\text{const}}{F}.$$

Teniendo en cuenta la fórmula (71)

$$\sigma = \text{const}\, E.$$

El margen de seguridad es

$$n = \frac{\sigma_r}{\sigma} = \text{const}\frac{\sigma_r}{E}. \quad (73)$$

En el caso de flexión el peso de las piezas de igual rigidez es

$$G = \text{const}\frac{\gamma}{E^{1/2}}. \quad (74)$$

El margen de seguridad es

$$n = \text{const}\frac{\sigma_r}{E^{3/4}}. \quad (75)$$

**3. Piezas de igual resistencia** ($n$ = const). La condición de igual resistencia en el caso de tracción y compresión es:

$$n = \frac{\sigma_r}{\sigma} = \text{const}.$$

En vista de que $\sigma = \frac{\text{const}}{F}$,

$$n = \text{const}\ \sigma_r F = \text{const}.$$

Por consiguiente, para las piezas de igual resistencia

$$F = \frac{\text{const}}{\sigma_r}, \quad (76)$$

y su peso

$$G = \gamma F l = \text{const}\frac{\gamma}{\sigma_r}. \quad (77)$$

El coeficiente de rigidez a la tracción y compresión es:

$$\lambda = \frac{EF}{l}.$$

Teniendo en cuenta la fórmula (76)

$$\lambda = \text{const}\frac{E}{\sigma_r}. \quad (78)$$

En el caso de flexión las correlaciones adquieren la siguiente forma:

$$G = \text{const}\frac{\gamma}{\sigma_r^{2/3}}; \quad (79)$$

$$\lambda = \text{const}\frac{E}{\sigma_r^{4/3}}. \quad (80)$$

**4. Piezas de igual peso** ($G$ = const). En el caso de tracción y compresión la condición de igual peso

$$G = F\gamma l = \text{const}$$

conduce a la correlación

$$F = \frac{\text{const}}{\gamma}. \qquad (81)$$

Las tensiones en la pieza son

$$\sigma = \frac{\text{const}}{F} = \text{const}\,\gamma.$$

El margen de seguridad es

$$n = \frac{\sigma_r}{\sigma} = \text{const}\,\frac{\sigma_r}{\gamma}. \qquad (82)$$

El coeficiente de rigidez es

$$\lambda = \frac{EF}{l} = \text{const}\,\frac{E}{\gamma}. \qquad (83)$$

Para la flexión

$$n = \frac{\sigma_r}{\gamma^{3/2}}. \qquad (84)$$

$$\lambda = \frac{E}{\lambda^2}. \qquad (85)$$

Para fines de comparación se utilizan las fórmulas más sencillas por su estructura para el caso de tracción y compresión.

Los índices de peso, rigidez y resistencia mecánica a la tracción y compresión de las piezas fabricadas de diversos materiales, para todos los casos examinados anteriormente, se insertan en la tabla 15.

*Tabla 15*

**Características de peso, rigidez y resistencia mecánica**

| Indices | Piezas | | | |
|---|---|---|---|---|
| | de igual configuración | de igual rigidez | de igual resistencia | de igual peso |
| Peso $G$ | $\gamma$ | $\frac{\gamma}{E}$ | $\frac{\gamma}{\sigma_r}$ | const |
| Rigidez $\gamma$ | $E$ | const | $\frac{E}{\sigma_r}$ | $\frac{E}{\gamma}$ |
| Resistencia mecánica ($n$; $P_{máx}$) | $\sigma_r$ | $\frac{\sigma_r}{E}$ | const | $\frac{\sigma_r}{\gamma}$ |
| $\frac{\lambda}{G}$ | $\frac{E}{\gamma}$ | | | |
| $\frac{P_{máx}}{G}$ | $\frac{\sigma_r}{\gamma}$ | | | |

En los dos últimos renglones de la tabla se dan los índices relativos $\lambda/G$ y $P_{máx}/G$, de los cuales el primero caracteriza la ventaja ponderal por la *rigidez* y el segundo, por la *resistencia mecánica*.

Como se ve de la tabla, el factor $\lambda/G$ de la ventaja ponderal por la rigidez es idéntico en todos los casos e igual a $E/\gamma$. Se llama *rigidez específica a la tracción y compresión*; es la característica fundamental de rigidez-peso de los materiales.

La regidez específica a la flexión es

$$\frac{E^{1/2}}{\gamma};$$

a la torsión

$$\frac{G^{1/2}}{\gamma}.$$

donde $G$ es el módulo de elasticidad transversal.

La ventaja ponderal por la resistencia mecánica se caracteriza en todos los casos por el factor de la *resistencia específica* (de la longitud discontinua $\sigma_r/\gamma$).

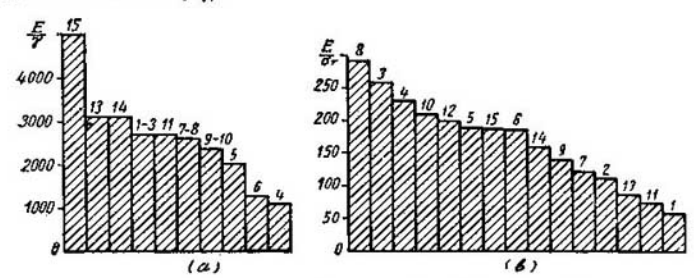



**Fig. 105.** Factores de rigidez específica de los materiales:
*1* — aceros extrafuertes; *2* — aceros aleados; *3* — aceros al carbono; *4* — fundiciones grises; *5* — fundiciones de alta resistencia; *6* — bronces de construcción; *7* — aleaciones a base de aluminio deformables; *8* — aleaciones a base de aluminio de fundición; *9* — aleaciones a base de magnesio deformables; *10* — aleaciones a base de magnesio de fundición; *11* — aleaciones a base de titanio; 12 — madera-delta; *13* — material de fibra de vidrio anisótropo; *14* — laminado de fibra de vidrio; *15* — sitales

La rigidez de las piezas de igual resistencia se caracteriza por la relación $E/\sigma_r$ del módulo de elasticidad al límite de rotura, llamada *factor de rigidez de las piezas de igual resistencia a la tracción y compresión*.

En el caso de flexión el factor de rigidez tiene la forma

$$\frac{E}{\sigma_r^{4/3}},$$

En la tabla 16 y en la fig. 105 se dan las características específicas de rigidez de los principales materiales de construcción determi-

**Indices de resistencia mecánica y rigidez de los materiales de construcción**

| Materiales | | Peso específico γ en kg/dm³ | Resistencia a la tracción $\sigma_r$ en kgf/mm² | Límite de fluencia $\sigma_{0,2}$ en kgf/mm² | Módulo de elasticidad $E$, en kgf/mm² | Módulo de cizallamiento $G$, en kgf/mm² | Factores de rigidez $\frac{E}{\gamma}\cdot 10^{-3}$ | Factores de rigidez $\frac{E}{\sigma_r}\cdot 10^{-3}$ | Factores de rigidez $\frac{E}{\sigma_{0,2}}\cdot 10^{-2}$ | Indice generalizado $\frac{\sigma_{0,2}E}{\gamma}\cdot 10^{-6}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Aceros al carbono | | 7,85 | 35—80 | 21—48 | 21 000 | 8000 | 2,67 | 2,6 | 1,56 | 1,3 |
| Aceros aleados | | | 100—180 | 80—145 | | | | 1,17 | 0,94 | 3,8 |
| Aceros extrarresistentes | | | 250—350 | 225—315 | | | | 0,6 | 0,54 | 8,4 |
| Fundiciones grises | | 7,2 | 20—35 | 14—25 | 8 000 | 4500 | 1,1 | 2,3 | 1,6 | 0,3 |
| Fundiciones de alta resistencia | | 7,4 | 45—80 | 32—56 | 15 000 | 7000 | 2 | 1,9 | 1,3 | 1,1 |
| Aleaciones a base de aluminio | coladas | 2,8 | 18—25 | 13—17,5 | 7 200 | 2500 | 2,67 | 2,9 | 2,04 | 0,45 |
| | deformables | | 40—60 | 28—42 | | | | 1,2 | 0,83 | 1,1 |
| Aleaciones a base de magnesio | coladas | 1,8 | 12—20 | 8—13 | 4 500 | 1500 | 2,3 | 2,1 | 1,35 | 0,32 |
| | deformables | | 25—30 | 18—21 | | | | 1,4 | 1,2 | 0,52 |
| Bronces de construcción | | 8,8 | 40—60 | 32—48 | 11 000 | 4200 | 1,25 | 1,85 | 2,3 | 0,6 |
| Aleaciones a base de titanio | | 4,5 | 80—150 | 70—135 | 12 000 | 4200 | 2,66 | 0,8 | 0,72 | 3,6 |
| Plásticos de construcción | madera-delta | 1,4 | 15—20 (a lo largo de las capas) | — | 4 000 | — | 2,9 | 2 | — | — |
| | laminados de fibra de vidrio | 1,6 | 25—30 | — | 5 000 | — | 3,1 | 1,67 | — | — |
| | MAFV | 1,9 | 40—70 (a lo largo de las fibras) | — | 6 000 | — | 3,1 | 0,86 | — | — |
| Sitales | | 3 | 50—80 | 45—72 | 15 000 | — | 5 | 1,87 | 1,68 | 3,6 |

nadas por los valores máximos, indicados en la tabla, de los límites de rotura para el material dado.

Por la magnitud del factor $\frac{E}{\gamma}$ (fig. 105, *a*) el primer lugar lo ocupan los sitales; a éstos les siguen los plásticos compositivos, las aleaciones a base de titanio y los aceros. Según la magnitud del factor $E/\sigma_r$ (fig. 105, *b*) los materiales más resistentes resultan en el último lugar.

La rigidez específica más elevada la poseen las aleaciones a base de berilio-aluminio, empleadas aún en escala limitada, (24—38% de Al, el resto de Be). Su peso específico es $\gamma = 2 \div 2,1$ kgf/dm³, el límite de rotura $\sigma_r = 45 \div 60$ kgf/mm², el módulo de rigidez normal es $E = (20 \div 22) \cdot 10^3$ kgf/mm², el alargamiento relativo es $\delta = 5 \div 8\%$. La rigidez específica de estas aleaciones es $\frac{E}{\gamma} = \frac{22 \cdot 10^3}{2} = 11 \cdot 10^3$, es decir, aproximadamente sobrepasa 4 veces la rigidez específica de los aceros. La longitud de rotura es $L_r = 60 : 2 = 30$ km.

En el caso de piezas de *igual configuración* (fig. 106, *a*) por la rigidez (determinada en este caso por la magnitud $E$) y por la resistencia mecánica (determinada por la magnitud $\sigma_r$) los aceros son los más ventajosos. Según el peso (determinado por el peso específico del material) los aceros, así como los bronces y las fundiciones son desventajosos.

Comparemos la rigidez, resistencia mecánica y el peso de las construcciones al pasar de la fundición (hierro colado) a las aleaciones coladas a base de aluminio y a los aceros al carbono *sin variar la configuración de la pieza*. Tomando los valores de rigidez, resistencia mecánica y peso para las construcciones de fundición gris, iguales a la unidad, obtenemos:

| | Aleaciones a base de aluminio | Acero al carbono |
|---|---|---|
| Rigidez ($E$) . . . . . . . | 0,9 | 2,6 |
| Resistencia mecánica ($\sigma_r$) | 0,72 | 2,3 |
| Peso ($\gamma$) . . . . . . . | 0,39 | 1,1 |

Así pues, el paso a las aleaciones colados a base de aluminio casi no se refleja en la rigidez, disminuye algo la resistencia mecánica ($\approx$ en un 30%) y disminuye considerablemente (2,5 veces) el peso de la construcción. El paso al acero fundido aumenta aproximadamente 2,5 veces la rigidez y la resistencia mecánica y casi no ejerce influencia en el peso de la construcción.

De las correlaciones aportadas puede hacerse una deducción práctica fundamentada en el hecho de que el módulo de elasticidad para cada metal tiene una magnitud bastante constante y depende poco de la presencia (en cantidades ordinarias) de elementos de aleación, del tratamiento térmico y de índices de resistencia mecánica de las aleaciones del metal dado. Por ejemplo, para los aceros, desde los pobres en carbono hasta los de alta aleación, el módulo de elasticidad normal tiene una magnitud en los límites de 19—22 mil kgf/mm² y el módulo de cizallamiento, en los límites de 7,9—8,2 mil kgf/mm². Para las

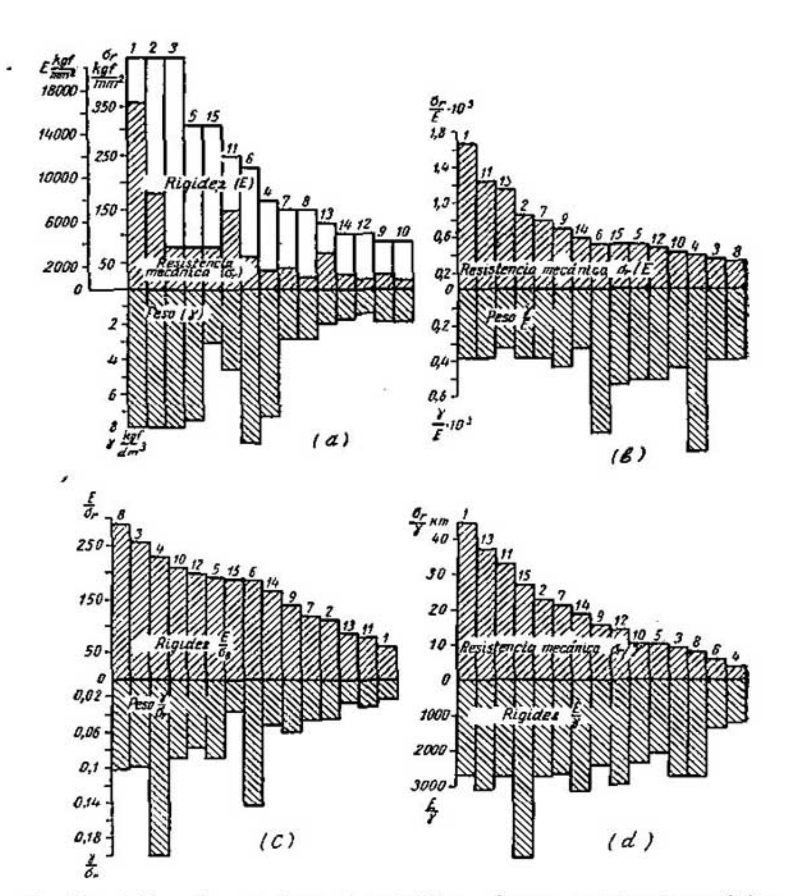



Fig. 106. Influencia que ejerce el material en el peso, resistencia mecánica y rigidez de las construcciones:

*a* — de igual configuración; *b* — de igual rigidez; *c* — de igual resistencia; *d* — de igual peso; *1* — aceros extrafuertes; *2* — aceros aleados; *3* — aceros al carbono; *4* — fundiciones grises; *5* — fundiciones de alta resistencia; *6* — bronces de construcción; *7* — aleaciones a base de aluminio deformables; *8* — aleaciones a base de aluminio de fundición; *9* — aleaciones a base de magnesio deformables; *10* — aleaciones a base de magnesio de fundición; *11* — aleaciones a base de titanio; *12* — madera delta; *13* — material de fibra de vidrio anisótropo; *14* — laminado de fibra de vidrio; *15* — aitales

aleaciones a base de aluminio $E = 7 \div 7{,}5$ mil kgf/mm² y $G = 2{,}4 \div 2{,}7$ mil kgf/mm².

Por consiguiente, para la fabricación de piezas *de igual configuración*, cuando en el primer plano están las exigencias de rigidez y el nivel de tensión es bajo, es más conveniente emplear materiales más baratos (aceros pobres en carbono

en lugar de los aleados; aleaciones a base de aluminio de composición simple en lugar de las aleaciones complejas). La rigidez de la construcción, en este caso, no disminuye y el coste de la construcción baja.

Esta deducción pierde su vigor, si junto con la rigidez tiene importancia la resistencia mecánica de la construcción. Aquí, es más conveniente emplear aleaciones resistentes. Así, por ejemplo, la construcción fabricada de acero pobre en carbono, con la misma configuración, tiene una rigidez igual a la de la construcción de acero aleado. Sin embargo, la capacidad de carga de la primera es menor que la de la segunda, en tantas veces en cuantas el límite de rotura del acero al carbono es menor que el límite de rotura del acero aleado.

En el caso de piezas *de igual rigidez* (fig. 106, *b*) los materiales más ventajosos por la resistencia mecánica son los de alto valor $\sigma_r/E$ (aceros resistentes, aleaciones a base de titanio, MAFV y las aleaciones deformables a base de aluminio). Por el peso, proporcional en el caso dado, al factor $\gamma/E$, los materiales enumerados son aproximadamente equivalentes. Los bronces y las fundiciones grises se distinguen bruscamente por sus peores características de peso.

Comparemos la resistencia mecánica y el peso de las construcciones *de igual rigidez* al pasar del acero al carbono a las aleaciones deformables a base de aluminio, acero aleado y aleaciones a base de titanio. Tomando los valores de la resistencia mecánica y del peso de las construcciones de acero al carbono iguales a la unidad, obtenemos:

| | Aleaciones a base de aluminio | Acero aleado | Aleaciones a base de titanio |
|---|---|---|---|
| Resistencia mecánica $\left(\frac{\sigma_r}{\gamma}\right)$ | 2,15 | 2,3 | 3,3 |
| Peso $\left(\frac{\gamma}{E}\right)$ | 1,05 | 0,43 | 1 |

Por consiguiente, en el caso de piezas de igual rigidez el paso del acero al carbono a los aceros aleados, aleaciones a base de titanio y de aluminio va acompañado de un considerable aumento de la resistencia mecánica (desde 2,15 hasta 3,3 veces). El peso de la construcción disminuye 2,3 veces al pasar al acero aleado y prácticamente no varía al pasar a las aleaciones a base de aluminio y de titanio.

En el caso de piezas *de igual resistencia* (fig. 106, *c*) el peso de la construcción se determina por la magnitud del factor $\gamma/\sigma_r$. Por el peso son ventajosos los materiales con bajo valor de este factor (sitales, MAFV, aleaciones a base de titanio y los aceros resistentes). Las fundiciones grises y los bronces poseen características de peso disminuidas.

La rigidez de las construcciones, en este caso, se determina por la magnitud del factor de rigidez $E/\sigma_r$. Los materiales más ventajosos por la rigidez son los materiales con alto valor de este factor, es decir, los menos resistentes (aleaciones coladas a base de aluminio y de magnesio, aceros al carbono, fundiciones grises) y los menos ventajosos son los meteriales resistentes (aceros aleados, aleaciones a base de titanio y aceros extrarresistentes).

La significación de esta circunstancia conviene valorizarla correctamente. Todo lo descrito anteriormente es válido sólo en la suposición de que las tensiones calculadas se eligen proporcionalmente al límite de rotura del material. En este caso, el empleo de materiales resistentes para las construcciones de igual resistencia determinadamente disminuye la rigidez de la construcción.

Así, para igual margen de seguridad ($n = 5$), la rigidez de las piezas de aceros aleados con tensión admisible de 30 kgf/mm$^2$ es 3 veces menor que la rigidez de las piezas de igual resistencia de aceros al carbono con tensión admisible de 10 kgf/mm$^2$. La rigidez de las piezas de aceros extrarresistentes con tensión admisible de 70 kgf/mm$^2$ es 2,5 veces menor que la de las piezas de igual resistencia de aceros aleados y 7 veces menor que la rigidez de las piezas de igual resistencia de aceros al carbono.

La rigidez de las construcciones ejecutadas de materiales resistentes prácticamente puede elevarse ilimitadamente disminuyendo las tensiones calculadas, pero perjudicando el peso de la construcción y sin aprovechar totalmente los recursos de resistencia del material.

La conclusión práctica consiste en que al utilizar los materiales resistentes en las *construcciones de igual resistencia* se debe tener en cuenta la caída de la rigidez y compensar esta disminución con las correspondientes medidas constructivas.

Comparemos la rigidez y el peso de las construcciones *de igual resistencia* al sustituir el acero al carbono por las aleaciones deformables a base de aluminio, acero aleado y aleaciones a base de titanio. Tomando los valores de la rigidez y el peso para el acero al carbono iguales a la unidad, obtenemos:

| | Aleaciones a base de aluminio | Acero aleado | Aleaciones a base de titanio |
|---|---|---|---|
| Rigidez $\left(\frac{E}{\sigma_r}\right)$ . . | 0,53 | 0,51 | 0,35 |
| Peso $\left(\frac{\gamma}{\sigma_r}\right)$ . . . | 0,48 | 0,45 | 0,3 |

De este modo, el paso a las aleaciones a base de aluminio, acero aleado y aleaciones a base de titanio provoca en las piezas de igual resistencia una brusca reducción (2—3 veces) de la rigidez. Al mismo tiempo, disminuye aproximadamente en la misma proporción el peso de la construcción.

La resistencia mecánica de la construcción en el caso de piezas *de igual peso* (fig. 106, *d*) se determina por la magnitud del factor $\sigma_r/\gamma$ de resistencia mecánica específica. Aquí, es ventajoso el empleo de materiales de alto valor de $\sigma_r/\gamma$ (aceros resistentes, aleaciones a base de titanio, MAFV y sitales). Según la rigidez de la construcción los materiales enumerados son aproximadamente equivalentes, a excepción de los sitales que poseen una rigidez bruscamente elevada.

Comparemos la resistencia mecánica y la rigidez de las construcciones *de igual peso* al pasar del acero al carbono a las aleaciones deformables a base de aluminio, aceros aleados y aleaciones a base de ti-

tanio. Tomando los valores de la resistencia mecánica y la rigidez para los aceros al carbono por unidad, obtenemos:

| | Aleaciones a base de aluminio | Acero aleado | Aleaciones a base de titanio |
|---|---|---|---|
| Resistencia mecánica $\left(\frac{\sigma_r}{\gamma}\right)$ | 2,1 | 2,25 | 3,23 |
| Rigidez $\left(\frac{E}{\gamma}\right)$ . . . . . . | 1 | 1 | 1 |

Por consiguiente, el paso a las aleaciones a base de aluminio y de titanio y a los aceros aleados aumenta 2—3 veces la resistencia mecánica de las piezas de igual peso. La rigidez permanece constante.

### 4.1.1 Indice generalizado

Como se ha demostrado anteriormente, la ventaja ponderal del material por la resistencia mecánica se caracteriza por el factor $\sigma_r/\gamma$ (o bien $\sigma_{0,2}/\gamma$) y la ventaja por la rigidez, por el factor $E/\gamma$. Unificándolos, obtenemos el *índice de resistencia-rigidez generalizado* $\frac{\sigma_{0,2}E}{\gamma}$ (véase la tabla 16) que caracteriza la capacidad del material de soportar las más altas cargas con menores deformaciones y menor peso de la construcción.

A fin de cuentas, esto es lo más importante. La rigidez y la resistencia mecánica son prácticamente inseparables. La rigidez por sí sola no representa interés, si el material no puede soportar elevadas cargas. Una varilla delgada hecha de acero al carbono se dobla fácilmente con las manos. Su rigidez es insignificante y su valor constructivo es igual a cero. Esta misma varilla hecha de acero resistente, tratado térmicamente, puede aguantar cargas considerables. Ella es «rígida», aunque el módulo de elasticidad de su material es el mismo.

Aportemos un ejemplo de la construcción de maquinaria. Una grúa fabricada de acero bruto pobre en carbono, por las características del material tiene la misma rigidez que la grúa fabricada de acero de calidad térmicamente tratado. Sin embargo, ésta se deforma y asienta bajo la acción de cargas elevadas que en la segunda grúa provocan sólo insignificantes deformaciones elásticas.

Según la magnitud del índice de peso-resistencia-rigidez generalizado (fig. 107), los materiales se dividen en cuatro grupos expresados con bastante precisión: 1) aceros extrarresistentes $\left(\frac{\sigma_{0,2}E}{\gamma}\approx 8\cdot 10^5\right)$; 2) aceros aleados, aleaciones a base de titanio y sitales $\left[\frac{\sigma_{0,2}E}{\gamma}=(3,5\div 4)\cdot 10^5\right]$; 3) aceros al carbono, fundiciones de alta resistencia y aleaciones deformables a base de aluminio $\left(\frac{\sigma_{0,2}E}{\gamma}\approx 1\cdot 10^5\right)$; 4) bronces de construcción, aleaciones deformables a base de magnesio, aleaciones coladas a base de aluminio y de magnesio, fundiciones grises $\left(\frac{\sigma_{0,2}E}{\gamma}< 0,5\cdot 10^5\right)$.

En la práctica la elección del material se determina no sólo por las características de resistencia-rigidez, sino también por otras propiedades. Por eso, tienen un valor preferente las medidas constructivas que permiten obtener construcciones resistentes y rígidas incluso al emplear materiales de pequeña resistencia y rigidez.

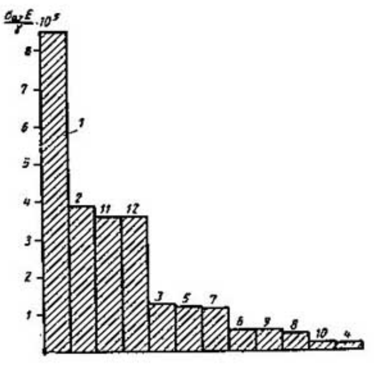


Fig. 107. Indice generalizado de rigidez y resistencia mecánica:
1 — aceros extrafuertes; 2 — aceros de aleación; 3 — aceros al carbono; 4 — fundiciones grises; 5 — fundiciones de alta resistencia; 6 — bronces de construcción; 7 — aleaciones a base de aluminio deformables; 8 — aleaciones a base de aluminio de fundición; 9 — aleaciones a base de magnesio deformables; 10 — aleaciones a base de magnesio de fundición; 11 — aleaciones a base de titanio; 12 — sitales

## 4.2 Procedimientos constructivos para elevar la rigidez

Los procedimientos constructivos principales para elevar la rigidez son:

la eliminación, por todos los medios, de la flexión como una forma de carga desventajosa por la rigidez y resistencia mecánica, su sustitución por tracción y compresión;

para las piezas que trabajan a la flexión: disposición racional de los apoyos, exceptuar los tipos desventajosos de carga por la rigidez;

el aumento racional de los momentos de inercia de las secciones, que no vaya acompañado del incremento del peso, y el reforzamiento de las secciones de empotramiento y de transición de una sección a otra;

para las piezas de tipo cajón es racional el empleo de formas de cáscara, abovedadas, esféricas y óvalas.

### 4.2.1 Sustitución de la flexión por la tracción y compresión

La rigidez elevada de las piezas que trabajan a la tracción y compresión, a fin de cuentas, está condicionada por la aplicación mejor del material, con este tipo de carga. En el caso de flexión y torsión están preferentemente cargadas las fibras extremas de la sección.

El límite de carga empieza cuando las tensiones en ellas alcanzan valores peligrosos, mientras que el núcleo queda cargado no completamente. En el caso de tracción y compresión las tensiones son iguales por toda la sección; el material se utiliza por completo. El límite de carga comienza cuando las tensiones en todos los puntos de la sección alcanzan teóricamente al mismo tiempo, un valor peligroso. Además, para la tracción y compresión la acción de la carga no de-

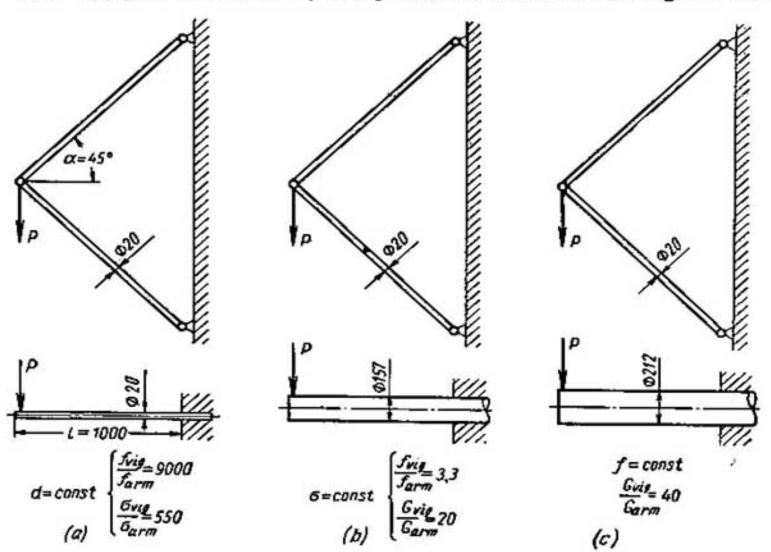



**Fig. 108. Comparación de la rigidez, resistencia mecánica y peso de un sistema de armadura y de una viga de consola:**

*a* — con secciones iguales de las barras y de la viga; *b* — siendo iguales las tensiones; *c* — para iguales flexiones

pende de la longitud de la pieza; las deformaciones de la pieza son proporcionales a la primera potencia de su longitud. En el caso de flexión la acción de la carga depende de la distancia entre el plano de acción de la fuerza flectora y la sección peligrosa; las deformaciones, aquí, son proporcionales a la tercera potencia de la longitud.

Comparemos una viga de consola de sección redonda (fig. 108, *a*) cargada por una fuerza flectora $P$ y un sistema de armadura equivalente compuesto de barras de la misma sección que la viga. La barra superior, bajo la acción de la fuerza $P$, experimenta tracción, la inferior, compresión. Para las correlaciones indicadas en la figura, las tensiones en las barras de la armadura son 550 veces menores que la

tensión máxima en la viga, y la mayor deformación (en el punto de aplicación de la fuerza $P$) es 9 000 veces menor.

Si la tensión máxima de flexión en la viga (fig. 108, *b*) es igual a las tensiones de tracción y compresión en las barras (caso de igual resistencia de ambos sistemas), la sección de la viga aumenta 60 veces en comparación con la inicial. En este caso, el peso de la viga (sin contar el sector empotrado) resulta 20 veces mayor que el peso del sistema de armadura y la flexión de la viga en el plano de aplicación de la carga resulta 3,3 veces mayor que la flexión del sistema de armadura.

Para la igualdad de las deformaciones máximas en ambos sistemas (fig. 108, *c*) la sección de la viga se tiene que aumentar 110 veces en comparación con la inicial y el peso resulta 40 veces mayor que el peso del sistema de armadura.

La relación entre la flexión $f_v$ de la viga de consola de sección redonda en el plano de aplicación de la fuerza y la flexión $f_{ar}$ del sistema de armadura siendo iguales las secciones (véase la figura 108, *a*) puede expresarse aproximadamente así:

$$\frac{f_v}{f_{ar}} = 10,5\left(\frac{l}{d}\right)^2 \operatorname{sen}^2\alpha\cos\alpha,$$

donde $l$ es la longitud del vuelo;
$d$ es el diámetro de las barras de la viga y de la armadura;
$\alpha$ es la mitad del ángulo en el vértice del triángulo de la armadura.

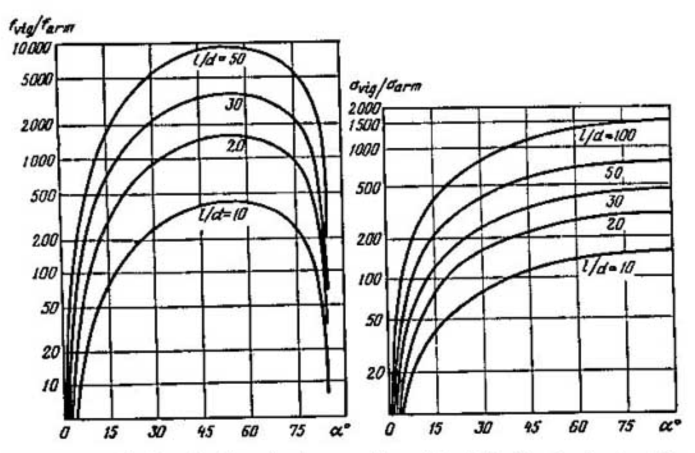



Fig. 109. Relación de las flexiones de una viga y la flexión de un sistema de armadura triangular (en función del ángulo $\alpha$)

Fig. 110. Relación de la tensión en una viga respecto a las tensiones en las barras de un sistema de armadura triangular en función del ángulo $\alpha$

La relación $\frac{f_v}{f_{ar}}$ en función del ángulo $\alpha$ es construido en escala semilogarítmica para los distintos valores de $\frac{l}{d}$ (fig. 109). Como se ve por el gráfico, siendo iguales las secciones, la flexión de la viga de consola puede ser centenares y miles de veces mayor que la del sistema de armadura. La diferencia crece bruscamente con el aumento de la relación, $l/d$, es decir, con el adelgazamiento relativo de las barras. No obstante, también para las barras más rígidas ($l/d = 10$) la diferencia a favor del sistema de armadura es muy grande.

La mayor magnitud de la relación $f_v/f_{ar}$ se alcanza para $\alpha = 45 \div 60°$. Esto significa que las armaduras del tipo representado en la fig. 108 tienen la mayor rigidez siendo $\alpha = 45 \div 60°$.

Representando gráficamente la dependencia de la relación entre la tensión máxima (de la flexión $\sigma_v$ en la viga a las tensiones) de la tracción y compresión $\sigma_{ar}$ en el sistema de barras y el ángulo $\alpha$ (para los distintos valores de $l/d$) (fig. 110), puede establecerse que las tensiones en la viga son muchas veces mayores que las tensiones en las barras (por ejemplo, para $\alpha = 45°$, 100—1000 veces).

El soporte fundido (fig. 111, *a*, *b*) representa una analogía constructiva a los sistemas dados en la figura 108. La rigidez de los nudos de unión de las barras en el soporte diagonal modifica las condiciones de su trabajo en comparación con la armadura pura, en la cual

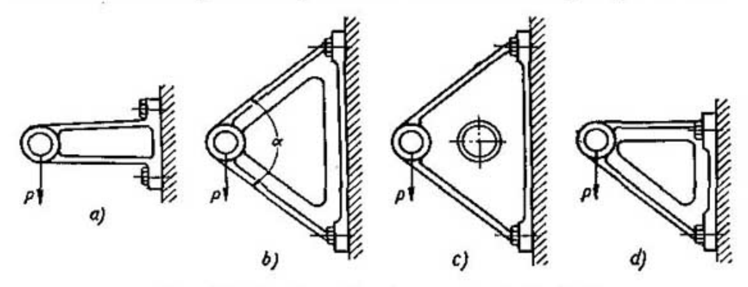



Fig. 111. Construcción de soportes de fundición

las barras están unidas por articulaciones; no obstante, en el caso del soporte diagonal (fig. 111, *b*) las barras experimentan preferentemente tracción y compresión, mientras que el soporte de viga (fig. 111, *a*) experimenta flexión.

La construcción resulta aún más resistente y rígida si las barras del soporte se unen con un dintel continuo, enlazándolas en un sistema rígido (fig. 111, *c*).

El soporte de tipo armadura representado en la fig. 111, *d*, con barra superior horizontal es considerablemente menos rígido que el aportado en la fig. 111, *b*, ya que el extremo de la barra horizontal se desplaza bajo carga aproximadamente en sentido de la acción de la fuerza y para limitar las deformaciones no se aprovecha su rigidez.

La magnitud óptima del ángulo $\alpha$ entre las barras, por la rigidez y el peso de la construcción, como demuestra el cálculo, se encuentra en los límites de 90—120°.

En el compartimiento cilíndrico de pared delgada, que experimenta la carga transversal $P$ (fig. 112, *a*), todos los sectores situados por las generatrices experimentan flexión. La carga la soportan preferentemente las paredes laterales (fig. 112, *b*), paralelas al plano de acción del momento torsional (ennegrecidas en la figura), ya que su

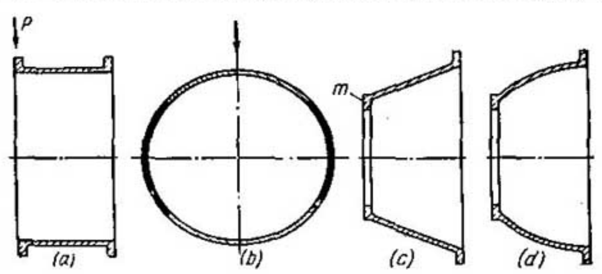



**Fig. 112. Sistemas de consola de paredes delgadas**

rigidez en esta dirección es muchas veces mayor que la de las paredes situadas perpendicularmente al plano de acción del momento.

En el caso de forma cónica (fig. 112, *c*) que aproxima a la construcción a la de armadura (véase la figura 108), las paredes del cono, situadas en el plano de acción del momento flector, experimentan:

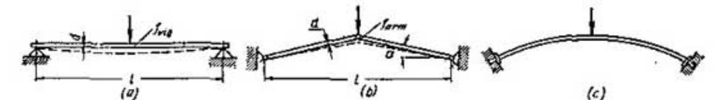



**Fig. 113.** Esquemas:

*a* — de una viga simplemente apoyada; *b* — de un sistema de armadura; *c* — de una viga de arco

las superiores, tracción, en tanto que las inferiores, semejantemente a la riostra, compresión. Las paredes laterales experimentan especialmente flexión; su rigidez es conmensurable con la de las paredes superiores e inferiores. Por consiguiente, en caso de forma cónica todas las paredes del compartimiento toman parte en el trabajo; la resistencia mecánica y la rigidez de la construcción aumentan.

El enlace entre las paredes extendida y comprimida lo realiza el anillo de rigidez $m$, al final del compartimiento que además del cierre de la fuerza impide que el cono se ovalice bajo la acción de la carga. Tales anillos son la condición indispensable de un funcionamiento correcto de los compartimientos de paredes delgadas.

Las formas esféricas (fig. 112, *d*) y otras formas convexas son semejantes a los conos, por su rigidez.

En la figura 113 se muestra otro ejemplo de cómo evitar las tensiones de flexión. Aquí, la viga de dos apoyos que experimenta flexión (fig. 113, *a*) se ha sustituido por un sistema de barras más ventajoso, cuyos elementos experimentan compresión (fig. 113, *b*). La viga de arco (fig. 113, *c*) que experimenta también con preferencia compresión es semejante a este caso.

La relación entre la flexión $f_v$ de la viga de dos apoyos, en el plano de acción de la fuerza de flexión y la flexión $f_{ar}$ del sistema de barras, según la figura 113, *b* puede expresarse aproximadamente así

$$\frac{f_v}{f_{ar}} = 1{,}3 \left(\frac{l}{d}\right)^2 \operatorname{sen}^2 \alpha \cos \alpha.$$

donde $l$ es el tramo de la viga;

$d$ es el diámetro de la viga (y de la barra del sistema de armadura);

$\alpha$ es el ángulo lateral del triángulo de la armadura.

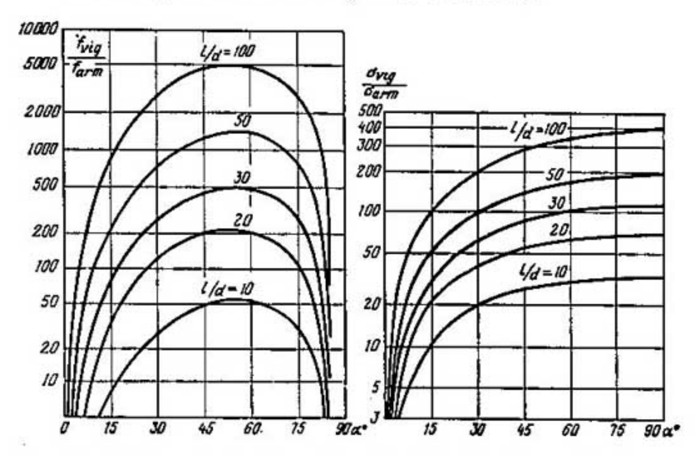



Fig. 114. Flexiones de la viga y del sistema de armadura en función del ángulo $\alpha$

Fig. 115. Tensión en la viga y en las barras de un sistema de armadura en función del ángulo $\alpha$

La relación $f_v/f_{ar}$ se muestra en el gráfico (fig. 114) en función del ángulo $\alpha$ para distintos valores de $l/d$.

Este gráfico testimonia la gran ventaja del sistema que experimenta compresión ante el sistema que experimenta flexión. El pandeo de la viga en el plano de acción de la carga supera centenares y miles de veces la flexión de los sistemas de barras. Incluso para pequeños valores del ángulo $\alpha$ ($\sim 15°$) el pandeo del sistema de barras, por ejemplo, siendo $l/d = 50$, es 200 veces menor que el del sistema que experimenta flexión.

Como en el caso anterior (véase la figura 108), el sistema de barras tiene la máxima rigidez siendo $\alpha = 45 \div 60°$.

Por el gráfico de la figura 115 que representa la relación de la tensión máxima de flexión $\sigma_v$ en la viga a las tensiones de compresión $\sigma_{ar}$ en el sistema de barras en función del ángulo $\alpha$ para los distintos valores de $l/d$, se ve que las tensiones en la viga son aproximadamente 30—300 veces mayores que las tensiones en las barras de la armadura.

Para grandes valores de $l/d$ en las barras que experimentan compresión surge el peligro de aparecer flexión longitudinal. Esta circunstancia se debe tener en cuenta al diseñar sistemas de barras.

En la fig. 116, *a* se muestra el caso de carga de un cilindro. La fuerza aplicada por el eje del cilindro provoca pandeo en su fondo que se transmite al aro a través del anillo de conjugación del aro con el fondo (las deformaciones se muestran con línea punteada). Este sistema no es rígido.

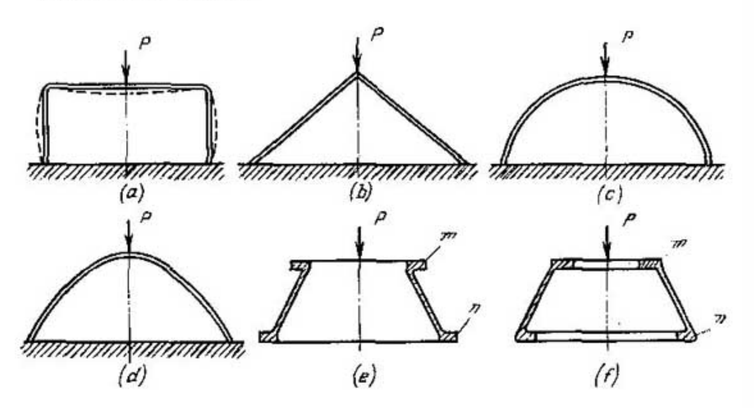



Fig. 116. Construcciones que experimentan compresión

Al sustituir el cilindro por un cono (fig. 116, *b*) el sistema, por el esquema fundamental de soportamiento de las fuerzas, se aproxima al caso de armadura de barras representado en la figura 113, *b*. Las paredes del cono experimentan preferentemente compresión; el papel de los apoyos que soportan el empuje, en este caso, lo desempeñan las secciones anulares rígidas del cono que limitan las deformaciones radiales de las paredes. Los conos que mayor rigidez, poseen, siendo mínimo el peso, son los conos con un ángulo en el vértice igual a a 60—90°.

Una elevada rigidez tienen las formas próximas al cono: esféricas (fig. 116, *c*), ovoides (fig. 116, *d*), etc.

Como en el caso del cono que experimenta flexión, la condición esencial de elevar la rigidez y la resistencia mecánica aquí consiste en dar a las piezas cinturones anulares de rigidez (fig. 116, *e*, *f*), de los cuales el superior *m* experimenta compresión y el inferior *n*, tracción.

### 4.2.2 Bloqueo de las deformaciones

En el planteamiento general de la cuestión, el problema de aumentar la rigidez reside en hallar los puntos de los mayores desplazamientos del sistema que se deforma bajo la acción de la carga y evitar estos desplazamientos mediante la introducción de elementos de tracción-compresión dispuestos en dirección de los desplazamientos.

Un ejemplo clásico de la solución de este problema es el aumento de la rigidez de los pórticos y de las construcciones de armadura con riostras.

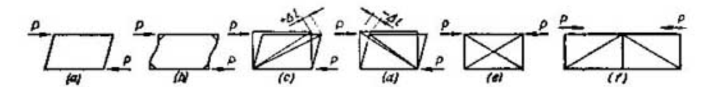


Fig. 117. Esquema de acción de las riostras diagonales

En la fig. 117, *a* se representa un pórtico de barras sometido a la acción de las fuerzas de desplazamiento *P*. La rigidez del sistema es extremadamente insignificante y se determina sólo por la rigidez a la flexión de las barras verticales y por la rigidez de los nodos de unión de las barras. La introducción en los nudos de elementos de rigidez, por ejemplo, planchas de ángulo (fig. 117, *b*) aproxima el esquema de trabajo de las barras al esquema de trabajo de vigas empotradas y disminuye algo la deformación.

El medio más efectivo es la introducción de *enlaces diagonales* (riostras, diagonales) que trabajan a la tracción o a la compresión. La riostra de tracción (fig. 117, *c*) que une por la diagonal los nudos del pórtico, debe alargarse a una magnitud $\Delta l$ según la dirección de la deformación indicada en la figura. Gracias a que este tipo de carga tiene poca magnitud de deformaciones la riostra frena efectivamente el ladeo del pórtico. Análogamente actúa la riostra de compresión (fig. 117, *d*). Pero, en este caso, es necesario contar con la posible flexión longitudinal de la barra de compresión, lo que hace al sistema menos deseable.

Si la carga actúa alternativamente en ambas direcciones, se aplican riostras cruzadas (fig. 117, *e*) o de dirección alternativa (fig. 117, *f*).

En la figura 118 se representan esquemas constructivos de armaduras planas en orden creciente de rigidez (fig. 118, *a*—*h*) y de armaduras planas complejas con elementos fortalecedores que evitan la

flexión longitudinal y la pérdida de estabilidad de las barras (fig. 118, *i*—*m*).

En la figura 119, *a* se da el esquema de deformaciones de las paredes de un recipiente cilíndrico sometido a la acción de presión inte-

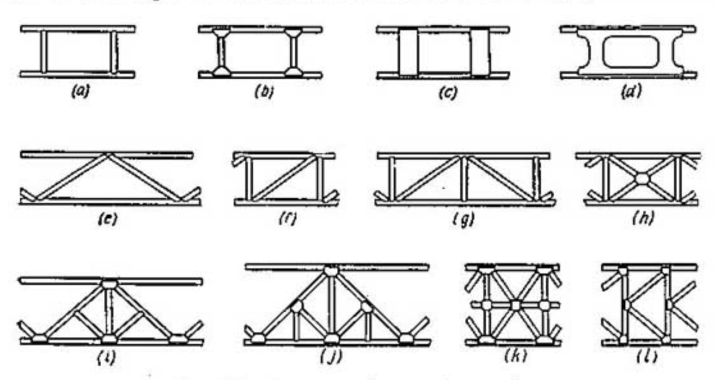



Fig. 118. Esquemas de armaduras planas

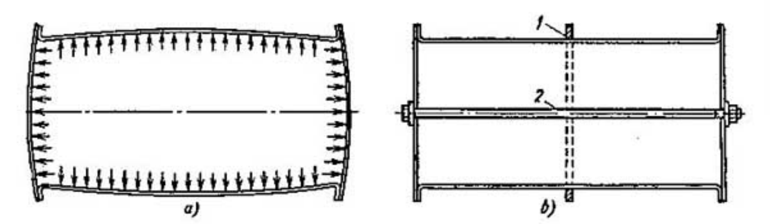



Fig. 119. Bloqueo de deformaciones

ior. Las partes que experimentan mayores deformaciones es conveniente enlazarlas con elementos (fig. 119, *b*) que trabajen a la tracción: la virola con el aro *1*, el fondo con el perno de anclaje *2*.

### 4.2.3 Sistemas de consola y de dos apoyos

Si por condiciones de la construcción y de la designación funcional de la pieza no se puede evitar la flexión, en primer plano surge el problema de reducir las deformaciones y las tensiones de flexión.

En la figura 120 se representan los casos fundamentales de flexión de vigas: de consola (fig. 120, *a*) apoyadas libremente por los extremos (fig. 120, *b*) y con los extremos empotrados (fig. 120, *c*).

De la confrontación de las magnitudes de los momentos flectores y pandeos máximos se ve la gran ventaja de las vigas apoyadas en dos extremos ante las de consola por la rigidez y resistencia mecánica. Para una misma longitud y sección de las vigas, e igual carga, el momento flector máximo (y por consiguiente también las tensiones máximas de flexión) en la viga de dos apoyos es 4 veces menor que

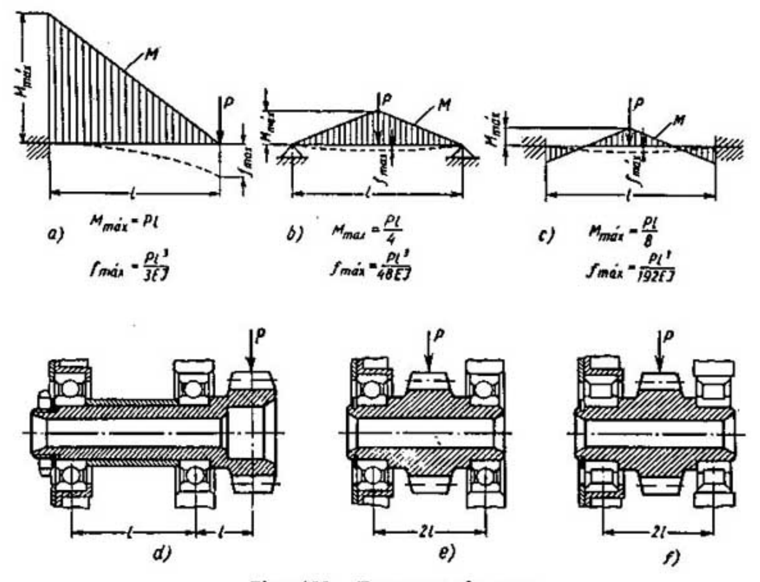



Fig. 120. Esquemas de carga

en la viga de consola y en la viga empotrada por los dos extremos es 8 veces menor que en la viga de consola. Por la rigidez las ventajas son aún mayores. El pandeo máximo en la viga de dos apoyos es 16 veces menor que en la de consola y en la de dos apoyos empotrada, 64 veces.

Prácticamente, la diferencia entre las piezas de doble apoyo y de consola está expresada no tan bruscamente como en la comparación esquemática aportada. En las variantes constructivas comparables de las vigas de consola y de dos apoyos la longitud de la consola raramente suele ser igual a la distancia entre los apoyos en la viga de dos apoyos; con frecuencia ésta es considerablemente menor.

Como ejemplo aportaremos el caso de la instalación del árbol-piñón en consola (fig. 120, *d*) y apoyado por sus dos extremos (fig. 120, *e*, *f*). En este caso, por condiciones puramente dimensiona-

les, la distancia entre los apoyos en el caso en que se encuentra apoyado por sus dos extremos no ha sido posible hacerla menor de $2l$, debido a lo cual la comparación entre ambas variantes hay que hacerla sobre la base de longitudes distintas y no iguales como en la comparación anterior.

El momento flector máximo en el caso de colocación del árbol entre los apoyos según la figura 120, *e*, es dos veces menor que en la de consola. La ventaja en las tensiones máximas de flexión es mucho mayor, porque el momento de resistencia en la sección peligrosa (en el plano de acción de la fuerza $P$) del árbol apoyado por sus dos extremos es considerablemente mayor que el momento de resistencia en la sección peligrosa (en el plano del cojinete anterior más próximo a la carga) del árbol de consola. En caso de las relaciones representadas en la figura 120, las tensiones en la sección peligrosa del árbol apoyado por sus dos extremos es 5 veces menor que en el de consola.

El pandeo máximo del árbol apoyado por sus dos extremos es formalmente 2 veces menor que en el pandeo del árblol de consola y si se tiene en cuenta la mayor magnitud del momento de inercia $I'$ de la sección del árbol apoyado por sus dos extremos en comparación con el momento de inercia $I$ del árbol de consola, entonces es realmente aún menor (en caso de las relaciones representadas en la figura 120, 6,5 veces).

La carga en los cojinetes del árbol apoyado por sus dos extremos es $2(1 + l/L)$ veces menor que la carga en el cojinete anterior del árbol de consola $P(1 + l/L)$.

Aún són más favorables las relaciones para el árbol de dos apoyos con los extremos empotrados. Una aproximación real a este caso puede obtenerse aumentando la rigidez de los apoyos, por ejemplo, aplicando cojinetes de rodillos y reforzando las paredes del cuerpo (fig. 120, *f*). En este caso, el momento flector máximo es 4 veces menor en comparación con la consola y 2 veces en comparación con el árbol apoyado por sus extremos sobre cojinetes de bolas. El pandeo máximo del árbol sobre apoyos rígidos es respectivamente 8 y 4 veces menor (sin contar la diferencia de las magnitudes $I$ y $I'$).

Sin embargo, cabe señalar que en los árboles cortos y rígidos el aumento de la rigidez de los apoyos prácticamente no da ventaja esencial, ya que la rigidez del árbol borra la diferencia entre los esquemas de los árboles apoyado libremente y con los extremos empotrados.

### 4.2.4 Aumento de la rigidez y resistencia mecánica de las construcciones de consola

Si se considera necesaria la colocación de consola, entonces hay que tomar todas las medidas para eliminar las insuficiencias inherentes en ésta. Antes que nada es necesario disminuir por todos los medios el voladizo de la consola, aumentar la rigidez y resistencia mecánica de la parte de consola de la construcción.

Como ejemplo, en la figura 121 se da una construcción mejorada del árbol de consola representado en la figura 120, *d*. La longitud de la consola se ha disminuido hasta el máximo admitido por la construcción; el momento de inercia y el de resistencia de la consola en los sectores más cargados se han aumentando. El cojinete anterior que recibe una carga elevada ha sido reforzado.

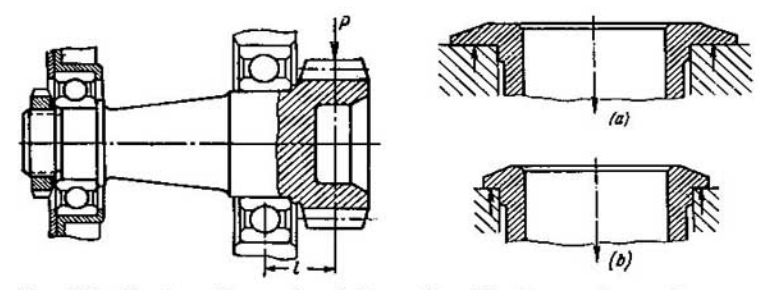



Fig. 121. Construcción racional de un árbol de consola

Fig. 122. Formas de espaldones

Los ribetes de apoyo de las piezas cilíndricas son un caso de consola muy difundido en la construcción de maquinaria. En las construcciones irracionales (fig. 122, *a*) el ribete tiene un voladizo excesivo. Si se disminuye el voladizo (fig. 122, *b*) por ejemplo, 3 veces, entonces en tantas veces disminuyen las tensiones en la sección peligrosa; la deformación máxima es 27 veces menor.

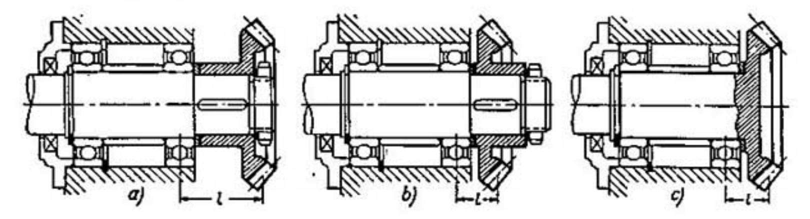



Fig. 123. Procedimientos constructivos para disminuir el voladizo de la colocación de consola de una rueda dentada cónica

En una serie de casos puede lograrse un acortamiento considerable de la consola, variando la forma de la pieza.

Por ejemplo, el voladizo de la rueda cónica de encaje (fig. 123, *a*) puede disminuirse mediante el cambio de la posición del cubo con relación a la corona (fig. 123, *b*) o empleando una rueda ejecutada de una sola pieza con el árbol (fig. 123, *c*).

La carga sobre el cojinete de los árboles de consola depende de la relación de la distancia $L$ entre los apoyos a la longitud de la consola $l$ (fig. 124, *a*). La carga sobre el cojinete anterior es igual a:

$$N_1 = P\left(1+\frac{l}{L}\right),$$

sobre el cojinete posterior

$$N_2 = P\frac{l}{L},$$

donde $P$ es la fuerza que actúa sobre la consola.

**Fig. 124. Esquema para determinar las fuerzas que actúan en los apoyos:**
*a* — de un árbol de consola; *b* — de una consola inversa

En el gráfico que se representa la relación adimensional $N_1/P$ y $N_2/P$ en función de $L/l$ (fig. 125, *a*), se ve que las cargas sobre los cojinetes crecen bruscamente con la disminución de la distancia entre los apoyos. Con el aumento de la relación $\frac{L}{l}$ la carga sobre los cojinetes cae, con la particularidad de que $N_1$ tiende asintóticamente a la magnitud $P$, y $N_2$, a cero. Siendo $L/l > 2 \div 2{,}5$ la carga sobre los cojinetes resulta prácticamente constante y siendo $L/l < 1$,

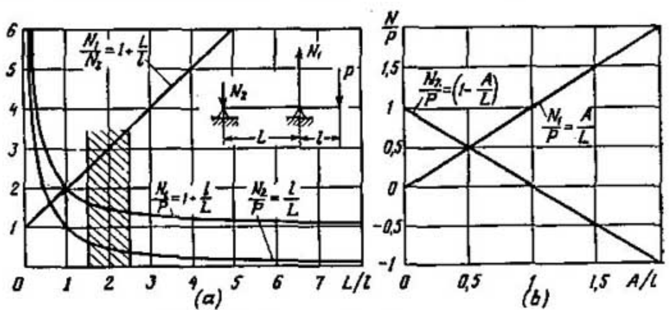



**Fig. 125. Cargas sobre los apoyos:**
*a* — de un árbol de consola; *b* — de una consola inversa

crece bruscamente. De este modo, la gama racional de la relación $L/l$ se encierra en los límites $L/l = 1{,}5 \div 2{,}5$ (en la figura 125, *a*, es el sector rayado).

En calidad de regla general puede aceptarse que *la distancia entre los apoyos debe ser igual a la magnitud doble de la consola.* Por supuesto que las altas relaciones de $L/l$ tienen la ventaja de que la fijación del árbol es más precisa.

En la figura 125, *a*, en función de $L/l$ se ha representado también la relación de las cargas en los cojinetes anterior y posterior $N_1/N_2 = 1 + L/l$ por la que puede uno regirse al elegir los cojinetes en los casos en que se desea obtener igual longevidad de éstos. Para el valor recomendable $L/l = 2$, la magnitud $N_1/N_2 = 3$.

La carga admisible sobre los cojinetes de contacto rodante se determina por la fórmula

$$Q = \frac{C}{(nh)^{0,3}},$$

donde $C$ es el coeficiente de capacidad de trabajo del cojinete;
$n$ es el número de revoluciones;
$h$ es el plazo de servicio del cojinete, en h.

Ya que $n$ = const, y $h$ = const, entonces siendo $L/l = 2$ los coeficientes de capacidad de trabajo de los cojinetes anterior y posterior deben encontrarse en la relación $C_1/C_2 = 3$.

Frecuentemente se emplea el procedimiento de *consola inversa*. A las piezas, asentadas a modo de consola en el árbol, se les da una forma de campana (fig. 124,*b*) de tal modo que la carga actúe en el tramo entre los apoyos.

Las magnitudes de las cargas sobre los cojinetes, para este caso, se muestran en el gráfico (fig. 125, *b*) en forma de relaciones adimensionales $N_1/P$ y $N_2/P$ en función de $A/L$ ($A$ es la distancia desde el cojinete posterior hasta el plano de acción de la fuerza $P$). El sector de la consola inversa está en los límites de los valores $A/L = 0 \div 1$; para los valores $A/L > 1$ la consola es directa.

Como se ve por el gráfico los valores máximos de $N_1$ y $N_2$ en el sector de la consola inversa son iguales a la fuerza efectiva $P$ (las relaciones $N_1/P$ y $N_2/P$ son iguales a la unidad). Las cargas $N_1$ y $N_2$ tienen el mismo valor mínimo $0{,}5P$ siendo $A/L = 0{,}5$, cuando el plano de acción de la fuerza $P$ se encuentra a la mitad del tramo, entre los apoyos.

En la figura 126, *a*, *b*, se muestra un ejemplo constructivo del empleo de la consola inversa.

Para la eliminación completa de la consola la pieza se monta en el apoyo inmóvil *1* (fig. 126, *c*) por el que pasa el árbol de accionamiento descargado de la flexión y que transmite a la pieza un aumento puramente torsional a través de la corona estriada. Aquí, los cojinetes están cargados igual que en el árbol apoyado por sus dos apoyos. Sin embargo, éstos trabajan en condiciones menos favorables, ya que en ellos gira el aro exterior (y no el interior como en el caso del árbol apoyado por sus dos extremos), debido a lo cual se reduce su longevidad.

De lo descrito sobre las insuficiencias de los sistemas de consola, de ningún modo se infiere que el diseñador debe eludir absolutamente el empleo de consolas. Los sistemas de consola son un elemento completamente legal del diseñado y se aplican ampliamente

en la práctica. Solo conviene saber sus particularidades y paralizar las insuficiencias tomando las medidas constructivas correspondientes.

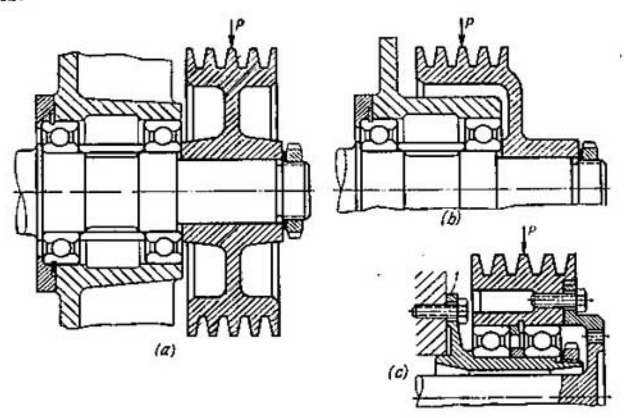



Fig. 126. Disminución de las cargas sobre el apoyo de consola

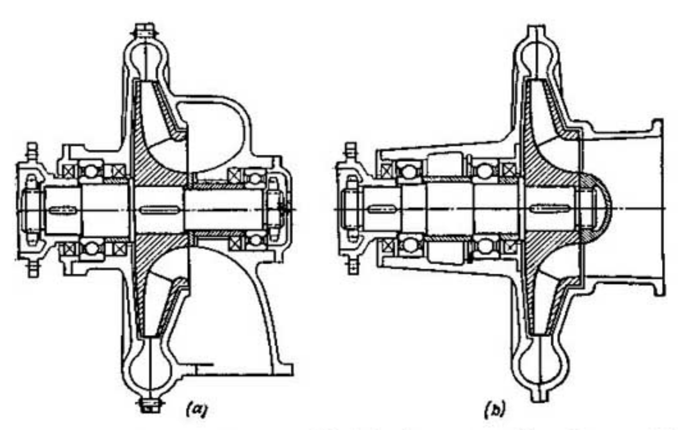



Fig. 127. Bomba centrífuga con árbol de dos apoyos (*a*) y de consola (*b*)

El empleo de consolas con frecuencia asegura construcciones más sencillas, compactas, con mejores cualidades de ingeniería y más cómodas para el montaje que las colocaciones sobre dos apoyos.

Como ejemplo, en la figura 127 se muestra la construcción de una bomba centrífuga con la colocación del árbol de la rueda impelente sobre dos apoyos (fig. 127, *a*) y en consola (fig. 127, *b*).

En la variante de consola se simplifica el montaje, se facilita el acceso a la rueda impelente y a la cavidad hidráulica de la bomba, se mejora la entrada del líquido de trabajo a la rueda impelente, se elimina una empaquetadura, se mejora el centrado del árbol. Los apoyos del árbol están dispuestos en una pieza tipo armazón, los agujeros de encaje para los apoyos permiten la elaboración precisa con una sola colocación.

En la variante de dos apoyos, los apoyos se centran el uno respecto del otro a través de la junta de las piezas tipo armazón, las cuales por la construcción del conjunto pueden fijarse la una respecto a la otra sólo con pasadores de control; el mecanizado conjunto de los agujeros de encaje no es posible.

En total, el conjunto en consola tiene gran ventaja por su sencillez, exactitud de fabricación, fiabilidad y comodidad de explotación.

### 4.2.5 Disposición racional de los apoyos

El pandeo de una viga de dos apoyos es proporcional a la tercera potencia del tramo. Por consiguiente, el acercamiento de los apoyos es un medio muy eficaz para elevar la rigidez.

En la figura 128 se muestra un ejemplo de cómo colocar una rueda dentada sobre dos apoyos. Si la distancia entre los apoyos se

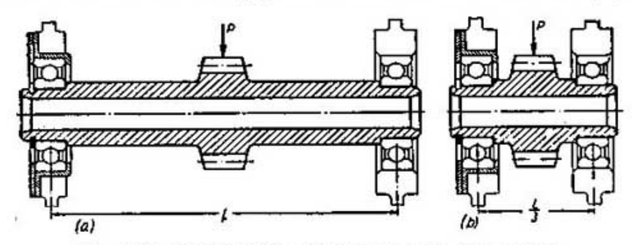



Fig. 128. Disminución del tramo entre los apoyos

reduce 3 veces, entonces las tensiones y el momento flector máximos en el árbol disminuyen también 3 veces, en tanto que el pandeo máximo, 27 veces. Siendo el diámetro del árbol $d = 40$ mm, la longitud $L = 200$ mm y la carga $P = 1000$ kgf el pandeo del árbol en la construcción representada en la figura 128, *a*, alcanza una magnitud relativamente grande (del orden de 0,1 mm), no indiferente para el trabajo de los dientes de las ruedas. Al disminuir el tramo 3 veces (fig. 128, *b*) el pandeo disminuye hasta una magnitud insignificante (del orden de 0,004 mm).

En muchos casos la rigidez del sistema se puede aumentar introduciendo apoyos complementarios (fig. 129).

En las construcciones del tipo representado en la figura 129, *a*, el árbol cigüeñal está apoyado sobre dos cojinetes. Este sistema tiene poca rigidez; para aumentarla es necesario hacer los brazos de manivela y los muñones del árbol de gran sección.

La rigidez puede aumentarse introduciendo un apoyo en el centro (fig. 129, *b*) y particularmente varios apoyos (fig. 129, *c*). La última construcción se aplica hoy día casi siempre.

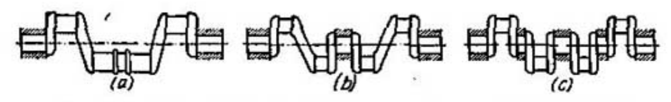



Fig. 129. Disposición de los apoyos de un árbol cigüeñal

En la figura 130 se muestran esquemáticamente los procedimientos para aumentar la rigidez y resistencia mecánica del conjunto de sujeción de la biela en la horquilla. Ya que la biela realiza con respecto de la horquilla movimiento oscilatorio de pequeña amplitud, en el caso dado pueden introducirse apoyos complementarios que prácticamente eliminan por completo la flexión.

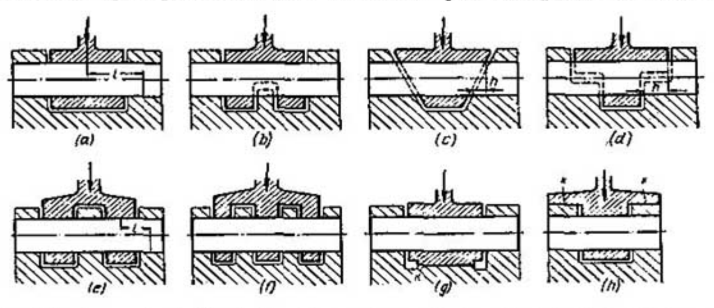



Fig. 130. Aumento de la rigidez del conjunto de instalación de la biela en la horquilla

La construcción inicial (fig. 130, *a*), aplicada con frecuencia, en la cual el bulón experimenta flexión, posee poca rigidez.

En las construcciones de acuerdo con la figura 130, *b*, el bulón está libre de la flexión, mediante su apoyo en el soporte ejecutado en la horquilla.

La flexión disminuye bruscamente también al aumentar la longitud de la superficie portante superior de la biela (fig. 130, *c*, *d*). En los sectores *h* el bulón experimenta compresión. Ya que las

deformaciones por compresión son insignificantes en comparación con las deformaciones por flexión, prácticamente toda la carga la recibe por compresión el bulón.

Las construcciones representadas en la figura 130, *b—d*, están adoptadas para soportar cargas preferentemente de acción unilateral en el sentido indicado por la flecha. Además, en estas construcciones está limitada la amplitud del movimiento oscilatorio de la biela respecto de la horquilla.

En las construcciones destinadas para soportar cargas en ambos sentidos con gran amplitud de movimiento oscilatorio, el aumento de la solidez se consiguen aumentando el número de apoyos y disminuyendo los tramos que experimentan flexión (fig. 130, *e*). En las construcciones según la figura 130, *e*, debido a la reducción doble del brazo *l* las acciones de las fuerzas de tensión flectora disminuyen 2 veces, en tanto que las deformaciones, 8 veces en comparación con la construcción inicial (fig. 130, *a*).

Con el aumento del número de apoyos (fig. 130, *f*) el esquema de carga se aproxima al esquema de cizallamiento puro. El paso al cizallamiento y el aumento del número de secciones que experimentan cizallamiento elevan considerablemente la resistencia mecánica y la rigidez del conjunto.

En algunos casos (en el caso de carga de acción unilateral) es posible la transmisión directa de las fuerzas sobre los apoyos con la descarga completa del bulón (fig. 130, *g*, *h*). La fabricación de tales construcciones es considerablemente más compleja que las anteriores, ya que aquí es necesaria una mecanización precisa, por el cilindro, de las superficies de apoyo coaxialmente con las superficies de apoyo del bulón. De lo contrario el esquema de soportamiento de las fuerzas resulta indeterminado.

### 4.2.6 Secciones racionales

Es importante que el aumento de la rigidez no vaya acompañado del crecimiento del peso de las piezas. En plano general la solución del problema consiste en reforzar los sectores de las secciones que experimentan, para el tipo dado de carga, las tensiones más altas, y la eliminación de los sectores no cargados y poco cargados. En el caso de flexión están tensadas las secciones más alejadas del eje neutro. En el caso de torsión están tensadas las fibras exteriores; en dirección hacia el centro las tensiones disminuyen y en el centro éstas se hacen nulas. Por consiguiente, en este caso es racional desarrollar, por todos los medios, las dimensiones exteriores, concentrando el material en la periferia y alejándolo del centro.

Las piezas huecas de paredes delgadas del tipo de cajas, tubos y envolturas intensamente desarrolladas por la periferia son las que, en el caso general, mayor rigidez y resistencia mecánica poseen siendo mínimo su peso.

En la tabla 17 se da la comparación de la rigidez y de la resistencia mecánica de las secciones de distintas formas. Esta comparación

*Tabla 17*

**Indices de rigidez y resistencia mecánica de los perfiles de igual peso**

| Croquis de las secciones | Relaciones | | $I/I_0$ | $W/W_0$ |
|---|---|---|---|---|
| (círculo macizo) / (anillo, $d$, $D$) | $\frac{d}{D}$ | —<br>0,6<br>0,8<br>0,9 | 1<br>2,1<br>4,5<br>10 | 1<br>1,7<br>2,7<br>4,1 |
| (cuadrado macizo, $h_0$) | $\frac{h}{h_0}$ | — | 1 | 1 |
| (rectángulo hueco, $h$) | | 1,5<br>2,5<br>3,0 | 3,5<br>9<br>18 | 2,2<br>3,7<br>5,5 |
| (cuadrado macizo, $h_0$) | $\frac{h}{h_0}$ | — | 1 | 1 |
| (perfil doble T, $h$) | | 1,5<br>2,5<br>3,0 | 4,3<br>11,5<br>21,5 | 2,7<br>4,5<br>7,0 |

se basa en la condición de la igualdad del peso de las piezas, expresada por la identicidad del área de las secciones. El aumento de la rigidez y de la resistencia mecánica se consigue aplicando sucesiva-

mente el principio de la distribución del material, a la zona de acción de las mayores tensiones.

Para las secciones cilíndricas, por unidad de comparación se han tomado el momento de inercia $I_0$ y el momento de resistencia $W_0$ de una pieza maciza de sección redonda, para las demás secciones, de una pieza maciza de sección cuadrada.

La dependencia entre el peso, la resistencia mecánica y la rigidez de los árboles cilíndricos con distinta relación de $d/D$ se da en forma general en las figuras 36, 37, 39.

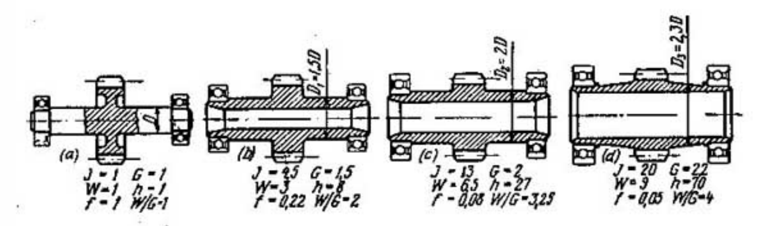



Fig. 131. Influencia que ejerce el aumento del diámetro del árbol en la rigidez, resistencia mecánica, peso de la construcción y en la longevidad de los cojinetes de contacto rodante

Como ejemplo constructivo en la figura 131 se representa el árbol de una rueda dentada colocado sobre cojinetes de contacto rodante y se dan los índices comparativos de la rigidez $J$, resistencia mecánica $W$, peso $G$ y longevidad $h$ de los cojinetes al aumentar sucesivamente el diámetro del árbol (y la dimensión de los apoyos de rodamiento).

Por unidad se han tomado los índices del árbol macizo (fig. 131, *a*).

### 4.2.6.1 Aumento de la rigidez transversal

Con el aumento de las dimensiones exteriores de las piezas y con la disminución del espesor de sus paredes, para evitar pérdidas de estabilidad de la construcción es necesario elevar la rigidez en la dirección transversal a la acción de los momentos flectores.

Para los árboles cilíndricos este problema se resuelve introduciendo cinturones y dinteles de refuerzo (fig. 132, *a*, *b*). Los cinturones de refuerzo es conveniente disponerlos en el plano de acción de las cargas, en los sectores de apoyo y de empotramiento, así como en los extremos libres de la pieza (fig. 132, *c*, *d*).

En la figura 133 se muestra el refuerzo de vigas con nervios transversales y cajas de rigidez.

Los enlaces diagonales en forma de nervios aumentan fuertemente la rigidez, si se disponen en serpentín (fig. 134, *a*, *b*), así

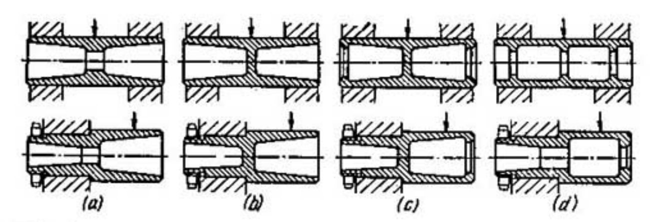



Fig. 132. Procedimientos para aumentar la rigidez radial de las piezas huecas

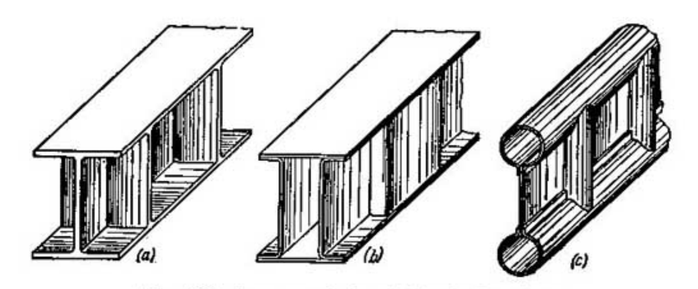



Fig. 133. Aumento de la rigidez de las vigas:
*a* — con ayuda de tabiques; *b* — con ayuda de cajas; *c* — por elementos semirredondos de refuerzo

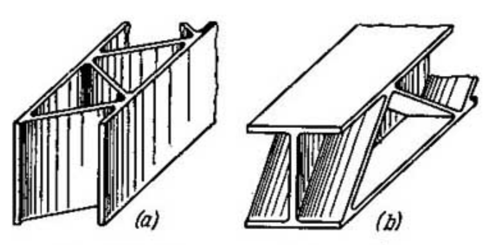



Fig. 134. Vigas con riostras oblícuas

como los nudos locales de rigidez (fig. 135). La construcción con ángulos de entrada en los sectores de transición de las paredes verticales de la sección en horizontales (fig. 135, *b*), pese a la disminución

formal del momento de inercia, tiene mucha más rigidez que la construcción inicial (fig. 135, *a*). La rigidez de la pieza aumenta también en el caso en que los ángulos de entrada están dispuestos discontinuamente por la longitud de la pieza (fig. 135, *c*, *d*),

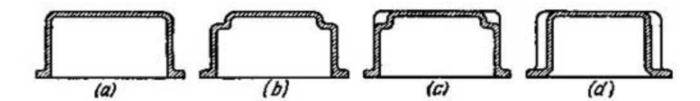



**Fig. 135. Aumento de la rigidez del perfil, introduciendo nudos de rigidez**

En la tabla 18 se muestra la influencia que ejercen los enlaces longitudinales en la rigidez de los perfiles a la flexión y torsión. Son particularmente eficaces los enlaces diagonales. Basta con un enlace diagonal; el segundo aumenta insignificadamente la rigidez.

*Tabla 18*

**Aumento de la rigidez de los perfiles con enlaces longitudinales**

| Croquis de las secciones | Indices | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | $I_{flex}$ | $I_{tor}$ | $G$ | $\frac{I_{flex}}{G}$ | $\frac{I_{tor}}{G}$ |
| | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| | 1,17 | 2,16 | 1,38 | 0,85 | 1,56 |
| | 1,55 | 3 | 1,26 | 1,23 | 2,4 |
| | 1,78 | 3,7 | 1,5 | 1,2 | 2,45 |

### 4.2.7 Refuerzo con nervios

Para aumentar la rigidez, particularmente de las piezas fundidas tipo armazón se emplea ampliamente el refuerzo con nervios. Sin embargo, hay que hacer uso de este medio con precaución, ya que la correlación incorrecta de las secciones de los nervios y de la pieza reforzada con éstos, puede debilitarla en lugar de consolidarla.

En las piezas con nervios exteriores que experimentan flexión en el plano de disposición del nervio (fig. 136, *a*) en el vértice de

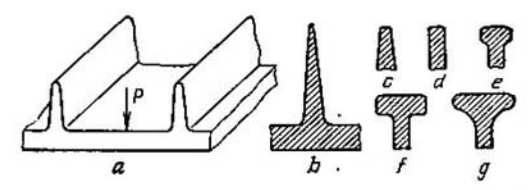



Fig. 136. Formas de nervios (en el orden de crecimiento de la resistencia mecánica)

éste surgen tensiones de tracción que alcanzan gran magnitud, debido a la relativamente pequeña anchura y poca sección del nervio. Son particularmente peligrosos los nervios delgados que se estrechan hacia el vértice (fig. 136, *b*, *c*); la rotura de la pieza siempre se inicia con la rotura del vértice del nervio.

La resistencia mecánica crece considerablemente al engrosar los nervios, particularmente, en el sector peligroso, es decir, en el vértice (fig. 136, *d*—*g*).

El debilitamiento de la pieza por los nervios se expresa formalmente con la disminución del momento de resistencia de la sección de la pieza. En la tabla 19 se muestra la influencia que ejercen los nervios en el momento de resistencia y el momento de inercia del perfil de sección rectangular. Se ha tomado por unidad el momento de resistencia de una sección rectangular no reforzada con nervios.

La influencia que ejercen la anchura y altura relativas de los nervios en la resistencia mecánica y rigidez de la pieza no se puede expresar fácilmente en forma general. Comparemos la resistencia mecánica y la rigidez del perfil de sección rectangular (fig. 137, *a*) y el mismo perfil con nervio (fig. 137, *b*).

Como demuestra el cálculo, la relación del momento de inercia $I$ del perfil reforzado con nervios al momento $I_0$ del perfil inicial, se expresa por la igualdad

$$I/I_0 = 1 + \delta\eta^3 + 3\delta\eta\,(1+\delta\eta)\left(\frac{1+\eta}{1+\delta\eta}\right)^2, \qquad (86)$$

donde $\eta = h/h_0$ es la relación de la altura del nervio $h$ a la altura del perfil inicial $h_0$;

*Tabla 19*

**Influencia que ejercen los nervios en la resistencia mecánica y rigidez de las piezas**

| Croquis de las secciones | Indices | | Croquis de las secciones | Indices | |
|---|---|---|---|---|---|
| | W | I | | W | I |
| | 1 | 1 | | 2 | 21 |
| | 0,5 | 1,06 | | 2 | 11 |
| | 0,6 | 1,2 | | 2 | 11 |
| | 0,6 | 2 | | 5 | 35 |
| | 1 | 7,8 | | 180 | 300 |
| | 1 | 4,5 | | | |
| | 1 | 4,5 | | | |

$\delta = b/b_0$ es la relación de la anchura del nervio $b$ a la anchura del perfil inicial $b_0$.

Para la sección con una serie de nervios paralelos (fig. 137, *c*) la magnitud, recíproca de $\delta$, representa el *paso relativo* $t_0$ de los nervios, es decir, la relación del paso al espesor del nervio:

$$t_0 = b_0/b.$$

La magnitud $\delta$ para este caso puede llamarse *densidad de disposición de los nervios.*

La relación de los momentos de resistencia de los perfiles que se comparan es igual a

$$\frac{W}{W_0}=\frac{I}{I_0}\cdot\frac{1+\delta\eta}{1+2\eta+\delta\eta^2}. \tag{87}$$

Sobre la base de las fórmulas (86) y (87) se han construido los gráficos (fig. 138) que representan la influencia que ejercen las

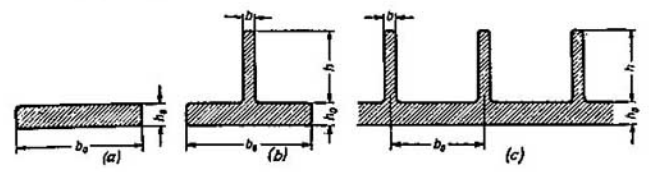



**Fig. 137. Referente a la determinación de la influencia de los nervios en la rigidez y resistencia mecánica del perfil**

dimensiones relativas de los nervios en la rigidez y la resistencia mecánica.

Como se ve por el gráfico (fig. 138, *a*) la introducción de nervios aumenta en todos los casos el momento de inercia de la sección y,

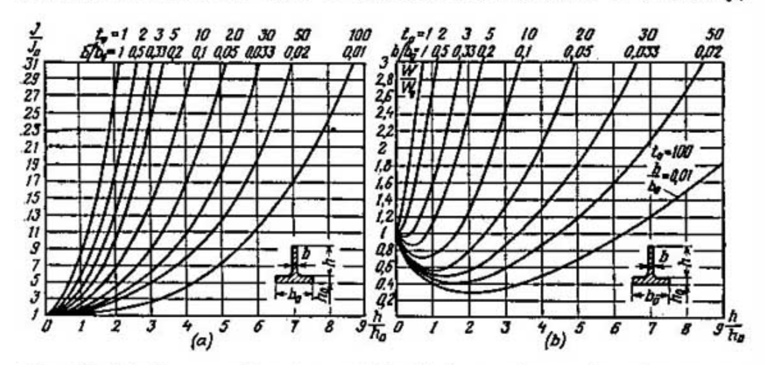



**Fig. 138. Rigidez y resistencia mecánica de las secciones reforzadas con nervios, en función de la altura relativa $h/h_0$ de los nervios para distintos valores de la anchura relativa $b/b_0$ del nervio:**

*a* — rigidez; *b* — resistencia mecánica

por consiguiente, la rigidez de la pieza a la flexión. El aumento de la rigidez se expresa tanto más bruscamente cuanto más altos son los nervios y mayor es su espesor relativo.

Otro cuadro se obtiene para los momentos de resistencia (fig. 138, *b*). La introducción de nervios, la sección de los cuales

es pequeña en comparación con la sección de la pieza reforzada con nervios (pequeños valores de $h/h_0$ y $b/b_0$, gran paso), disminuye el momento de resistencia es decir, debilita la pieza. El momento de resistencia en el caso desfavorable ($h/h_0 = 2$; $b/b_0 = 0,01$) disminuye 3 veces en comparación con el perfil inicial.

El cuadro resulta más expresivo, si en el eje de las abscisas se traza el valor del paso relativo $t_0$, y por el eje de las ordenadas, el cambio del momento de resistencia para los distintos valores de la

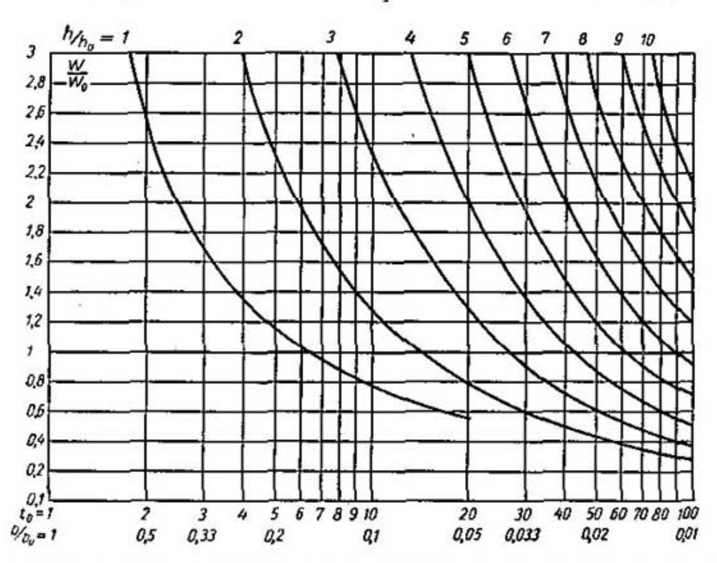



Fig. 139. Resistencia mecánica de las secciones reforzadas con nervios en función del paso relativo $t = b/b_0$ para distintos valores de la altura relativa $h/h_0$ de los nervios

altura relativa del nervio $h/h_0$ (fig. 139). Los sectores de las curvas situadas debajo de la línea $W/W_0 = 1$ representan las correlaciones, con las cuales empieza a disminuir la resistencia mecánica (grandes pasos relativos $t_0$, pequeños espesores relativos de los nervios $b/b_0$). El debilitamiento se expresa tanto más bruscamente cuanto menor es la altura de los nervios.

Se puede evitar el debilitamiento, aumentando la altura de los nervios. Los nervios con una altura relativa de $h/h_0 > 7$ no disminuyen la resistencia mecánica de la pieza hasta los valores máximos del paso relativo, con los cuales puede tropezarse en la práctica ($t_0 = 100$).

No obstante, en las piezas fundidas el aumento de la altura de los nervios está limitado por la tecnología de la fundición. La altura relativa de los nervios en la práctica raramente se hace mayor de $h/h_0 = 5$. Las condiciones de fundición limitan también el espesor de los nervios: habitualmente se hace no mayor de $(0,6 \div 0,8)\, h_0$.

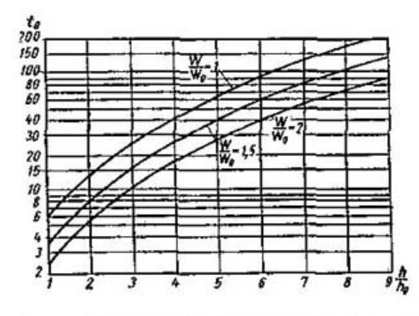



Fig. 140. Paso relativo $t_0$ en función de la altura relativa de los nervios $h/h_0$ para distintas relaciones de $W/W_0$

Lo más real es otro camino, que reside en disminuir el paso relativo. Siendo $t_0 > 6$ no se inicia el debilitamiento, incluso con los nervios más bajos $(h/h_0 = 1)$.

Por el gráfico de la figura 139 se pueden hallar los valores de los pasos para los nervios de distinta altura, con los cuales no se inicia el debilitamiento de la pieza. Estos valores corresponden a las abscisas de los puntos de intersección de las curvas $h/h_0$ con la ordenada $W/W_0 = 1$.

Si las magnitudes de los pasos relativos $t_0$ se expresan en función de la altura relativa de los nervios $h/h_0$, la curva $W/W_0 = 1$ (fig. 140) corresponderá al caso en que la resistencia mecánica de la pieza no disminuye por el aumento del número de nervios, en tanto que las curvas $W/W_0 = 1,5$ y $W/W_0 = 2$, a los casos para los cuales la resistencia mecánica crece con el aumento del número de nervios.

Para la determinación práctica del paso maximalmente admisible puede partirse de la proporción

$$t_0 = \frac{b_0}{b} < 2\left(\frac{h}{h_0}\right)^2, \tag{88}$$

que expresa los valores medios de $t_0$ siendo

$$W/W_0 = 1,5 - 2.$$

El paso máximo admisible de los nervios es

$$t = 2b\left(\frac{h}{h_0}\right)^2, \tag{89}$$

donde $b$ es el espesor del nervio en mm.

Sobre la base de la fórmula (89) se ha trazado el gráfico (fig. 141) que permite hallar los valores límites de $t$ en función de los parámetros del nervio.

Cabe señalar que si las tensiones en la pieza son insignificantes, como suele ocurrir en las piezas tipo armazón, la disminución de la resistencia mecánica, debido a la introducción de nervios de forma desventajosa, no presenta peligro. En estos casos, el diseñador aplica libremente los nervios (entre ellos los que

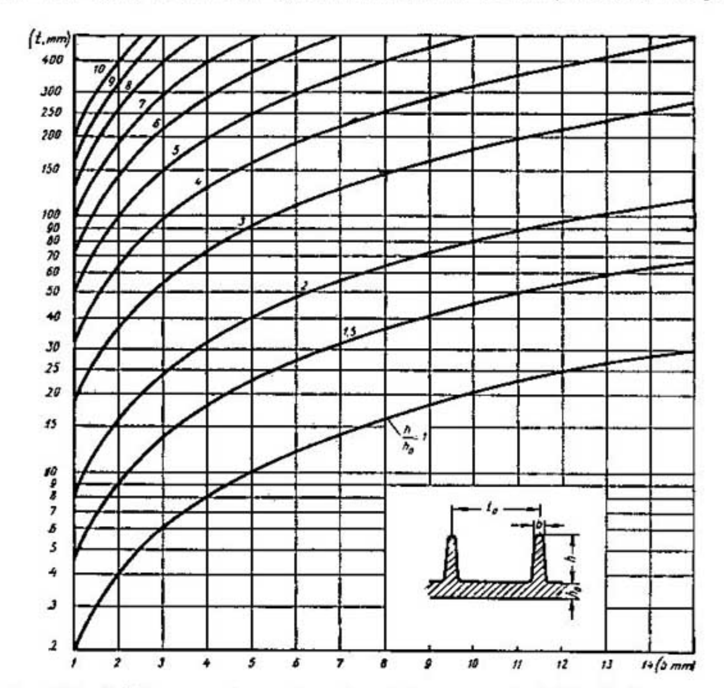



Fig. 141. Gráfico para determinar el máximo paso admisible de los nervios

experimentan la tracción) como medio para aumentar la rigidez, sin contar con la disminución de la resistencia mecánica.

Si la pieza va cargada intensamente, todas las recomendaciones, indicadas anteriormente, conservan plena fuerza y adquieren importante significación para la correcta construcción.

### 4.2.7.1 Nervios de forma triangular

Con frecuencia se aplican nervios con una altura que disminuye en el plano de acción del momento flector (nervios de forma triangular). Con tal forma de los nervios, cualquiera que fuera su altura inicial, será inevitable el sector donde se inicie el debilitamiento de la pieza.

En la figura 142 vienen dadas las formas típicas de nervios triangulares para el caso de una pieza cilíndrica de consola flexionada por una fuerza aplicada en el extremo de la consola. Al pie de cada figura se muestra el cuadro cualitativo del cambio del momento de resistencia $W$ y de las tensiones de flexión $\sigma$ a lo largo del eje de la pieza. Para los momentos de resistencia se ha tomado por unidad el momento de resistencia $W_0$ de la parte de la pieza no

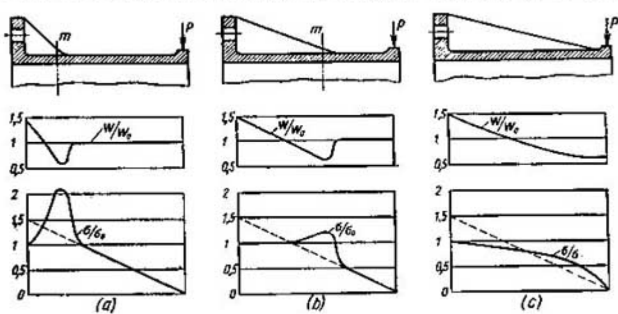



Fig. 142. Influencia que ejercen los nervios de forma triangular en la resistencia mecánica de la pieza de consola

reforzada con nervios; para las tensiones, la magnitud de la tensión $\sigma_0$ en la base de la consola, es decir, en el sector de conjugación del cilindro con la brida. Las magnitudes de las tensiones para la pieza no reforzada con nervios se dan con líneas punteadas.

Para la forma de nervio mostrada en la figura 142, *a*, el debilitamiento comienza en el sector *m* de conjugación del nervio con la pared cilíndrica. Esta forma de nervio es particularmente desventajosa porque el debilitamiento tiene lugar en el sector de grandes valores del momento flector y en el sector debilitado, surge un salto brusco de las tensiones.

Un nervio más largo es algo mejor (fig. 142, *b*). La sección debilitada *m* se desplaza al sector de menor momento flector. Las tensiones en el sector debilitado exceden algo a la magnitud de las tensiones máximas en la pieza.

El caso más favorable es cuando el nervio llega hasta el extremo de la consola (fig. 142, *c*). El debilitamiento aquí tiene lugar en la zona de los valores mínimos del momento flector y casi no repercute en la magnitud de las tensiones.

### 4.2.7.2 Nervios que experimentan la compresión. Refuerzo con nervios interiores

Las proporciones para los nervios que experimentan tracción en el caso de flexión (véase la fig. 137), son formalmente justas también para los nervios que experimentan compresión, en el caso de flexión (fig. 143). Prácticamente los nervios sometidos a la compresión durante la flexión trabajan en condiciones más favorables, ya que la mayoría de los materiales de fundición resisten mucho mejor la compresión que la tracción. El fenómeno de la caída de la

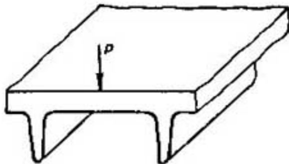



Fig. 143. Flexión de una pieza de consola con nervios interiores. Los nervios trabajan a la compresión

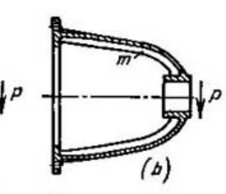



Fig. 144. Pieza tipo armazón: *a* — reforzada con nervios exteriores; *b* — reforzada con nervios interiores

resistencia mecánica de la pieza en el caso de flexión, al introducir nervios que soportan compresión, tiene menos significación que en el caso en que éstos experimentan tracción.

La elevada resistencia mecánica inherente de los nervios que experimentan compresión, así como la gran libertad al elegir sus parámetros obligan en todos los casos a dar preferencia a los nervios de compresión, ante los de tracción. En aplicación a las piezas tipo armazón esto significa que hay que dar preferencia al empleo de *refuerzo con nervios interiores, ante el refuerzo exterior*.

En el caso de la pieza tipo armazón con nervios de refuerzo exteriores cargada con una fuerza flectora $P$ (fig. 144, *a*), la parte fundamental de la carga la soportan los nervios $m$ situados por el lado de acción de la carga, así como las paredes del cuerpo (particularmente de sus sectores paralelos al plano del momento flector). Los nervios opuestos que según el esquema de acción de las fuerzas deberían experimentar compresión, en el trabajo del sistema, prácticamente no participan, ya que la carga llega hasta ellos fuertemente disminuida. De este modo, en este sistema los nervios experimentan, fundamentalmente, tracción, es decir, no son ventajosos.

En el caso de refuerzo con nervios interiores (fig. 144, *b*) los nervios $m$ situados por el lado de acción de la carga experimentan compresión. Los nervios opuestos que según el esquema de acción de las fuerzas deberían experimentar tracción, prácticamente no están cargados.

Además de aumentar la resistencia mecánica de los nervios, el refuerzo con nervios interiores permite elevar bruscamente la resistencia mecánica y la rigidez del cuerpo en total, aumentando las dimensiones radiales de las paredes del cuerpo. Con las mismas dimensiones (determinadas en el caso de un cuerpo con refuerzo de nervios exteriores por los contornos de las cúspides de los nervios) puede obtenerse un considerable aumento del momento de resistencia y del momento de inercia de la sección del cuerpo.

La formación de nervios interiores es más simple (particularmente si la cavidad interior de la pieza se conforma con barras). Además de esto, el empleo del refuerzo con nervios interiores mejora el aspecto exterior de la pieza. Como regla general, el refuerzo con nervios interiores es más preferente en todos los casos, a excepción de los especiales (por ejemplo, cuando los nervios exteriores son necesarios para el enfriamiento de la pieza).

### 4.2.7.3 Reglas para el diseñado

Cuando se diseñan nervios es necesario observar las siguientes reglas fundamentales:

evitar que los nervios vayan cargados a la tracción y emplear, en todos los casos, en que esto lo permita la construcción, nervios que experimenten compresión;

los nervios de las piezas tipo armazón con pequeña relación de su espesor sumario a la anchura de la pared (del orden de $b/b_0 = 0{,}01$) de la condición de resistencia mecánica, hacer la altura no menor de $(8 \div 10)\, h_0$ ($h_0$ es el espesor de la pared); si por las condiciones de dimensión o de fundición no es posible dar a los nervios tal altura, el paso de éstos debe aumentarse conforme a la relación (89);

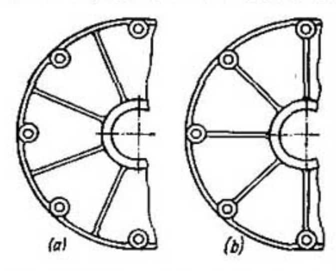


Fig. 145. Disposición de los nervios en una pieza tipo tapa. *a* — irracional; *b* — racional

hacer llegar los nervios de forma triangular hasta el plano de acción de la fuerza flectora;

acercar los nervios a los nudos de rigidez de las piezas, en particular a los puntos de disposición de los tornillos de sujeción (fig. 145).

Es conveniente engrosar la cúspide de los nervios; los nervios con cúspide delgada son peligrosos para la resistencia mecánica, en virtud de ser elevadas en sus bordes las tensiones.

En muchos casos es mejor no usar nervios; la resistencia mecánica de la pieza saldrá ganando.

### 4.2.7.4 Refuerzo con nervios de las piezas que experimentan torsión

Al cargar piezas cilíndricas y de forma semejante con momento torsional, los nervios rectos longitudinales (fig. 146, *a*) aumentan insignificantemente la rigidez de la pieza. Tales nervios más pronto son nocivos, ya que se someten a la flexión (en el plano perpendicular a la cara de los nervios) que provoca en ellos elevadas tensiones.

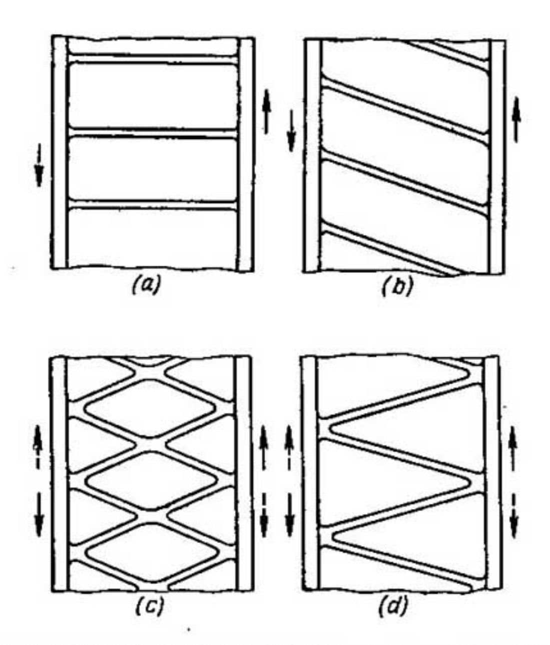



Fig. 146. Formas de refuerzo con nervios de una pieza cilíndrica que trabaja a la torsión

En los casos de torsión es mejor aplicar nervios oblicuos (fig. 146, *b*) que bajo la acción del momento torsional trabajan a la compresión, aumentando fuertemente la rigidez de la pieza. Esta construcción representa un caso particular del empleo del principio de enlaces (tirantes) diagonales.

La construcción representada en la fig. 146, *b* está calculada para un momento torsional de dirección constante. En el caso de

momento torsional alternativo es mejor situar los nervios en forma cruzada (fig. 146, *c*) o en zig-zag (fig. 146, *d*).

Los nervios oblicuos helicoidales están menos sometidos a las tensiones interiores que surgen durante la contracción, debido al enfriamiento irregular de la colada. No obstante, la formación de nervios oblicuos en superficies exteriores cilíndricas, cónicas y semejantes es dificultosa.

Para piezas de forma cilíndrica y semejante a ésta sometidas a torsión es conveniente, como en el caso de flexión, aplicar refuerzo con nervios interiores.

### 4.2.7.5 Nervios anulares

Los nervios anulares se emplean junto con los habitualmente rectos para aumentar la rigidez de las piezas redondas del tipo de discos y fondos de cilindros.

El mecanismo de su acción es singular. Supongamos que una placa redonda con nervio anular se curva al aplicar una fuerza axial

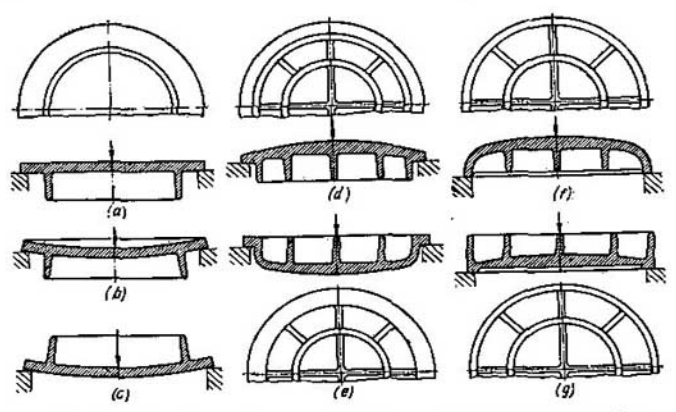



Fig. 147. Nervios anulares en un disco que se somete a flexión

en el centro (fig. 147, *a*). Las deformaciones de la placa se transmiten al aro del nervio; sus paredes tienden a separarse hacia la periferia (fig. 147, *b*). En el aro surgen tensiones de tracción que impiden el pandeo de la placa.

El nervio anular dirigido al encuentro de la carga (fig. 147, *c*) actúa análogamente, con la sola diferencia que éste está sometido a la compresión en dirección radial.

Para aumentar la rigidez es mejor elevar la altura de los nervios anulares, disponerlos por el radio, donde el ángulo de pandeo de la placa tiene su magnitud máxima, para las placas apoyadas por los extremos, disponerlos próximos a la periferia; para las placas con extremos empotrados, disponerlos cerca de su radio medio. La disposición de los nervios a pequeña distancia del centro de la placa es casi inútil.

Es muy efectiva la combinación de nervios anulares con los radiales (fig. 147, *d*—*g*).

## 4.2.7.6 Diversidades constructivas de nervios

Para dar a las piezas una rigidez especialmente alta se aplican nervios: en azulejos (fig. 148, *a*), de panal o alveolares (fig. 148, *b*) y rómbicos (fig. 148, *c*).

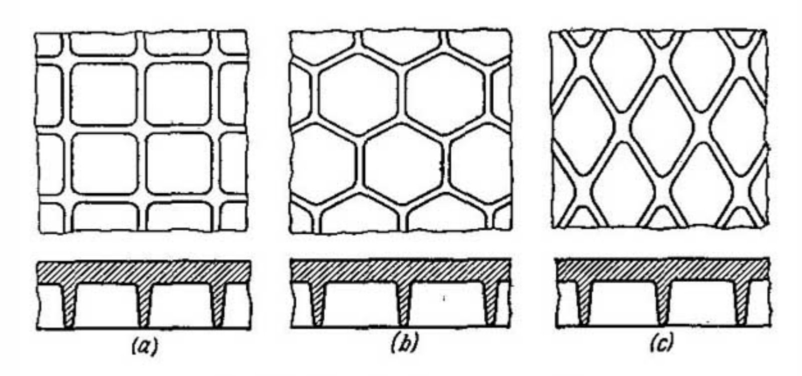



Fig. 148. Tipos de refuerzo con nervios

Con frecuencia se hacen nervios huecos (fig. 149) que representan relieves de perfil abierto (*1*—*9*, *13*) o cerrado (*10*—*12*, *14*). A diferencia de los nervios ordinarios, los huecos, en todos los casos, aumentan la rigidez y resistencia mecánica de la construcción.

Los nervios de tipo cerrado son más rígidos que los abiertos, pero su formación es dificultosa. Prácticamente tales resultados de rigidez dan los nervios abiertos, reforzados con tabiques transversales (*3*, *6*, *9* y *13*).

Los nervios huecos interiores (*13*, *14*) son más preferentes que los exteriores. En el límite, cuando los nervios cerrados interiores

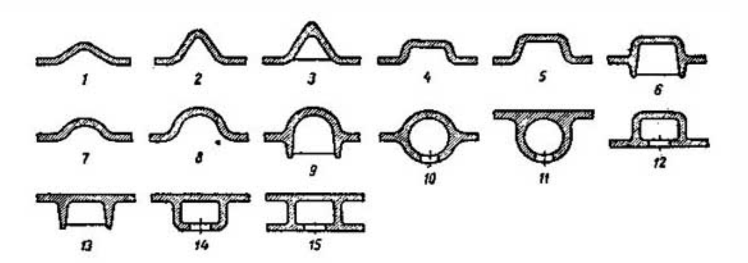


Fig. 149. Perfiles de nervios huecos

de perfil rectangular se unen el uno con el otro, resulta una construcción de doble pared cuadrangular más rígida y resistente (*15*).

### 4.2.7.7 Ejemplos constructivos

En la figura 150 se aportan ejemplos de construcciones correcta e incorrecta de nervios.

La pieza tipo armazón con nervio sometido a la tracción en el sector de transición de dos secciones (fig. 150, *a*) es muy desventajosa por su resistencia mecánica. La eliminación del nervio (fig. 150, *b*) aumenta la resistencia mecánica de la pieza. Si se introduce un nervio, entonces hay que atribuirle sección en T (fig. 150, *c*) o disponerlo de modo que experimente compresión (fig. 150, *d*).

En la figura 150, *e—j* se representan compartimientos de una pieza cilíndrica tipo armazón con tabique (diafragma) cargada con la fuerza transversal $P$ o con el momento flector $M$. Los nervios cortos (fig. 150, *e*, *f*) debilitan el tabique.

La mejor construción es la que lleva nervios de altura constante (fig. 150, *g*) o nervios que se ensanchan hacia el lugar de empotramiento (fig. 150, *h*).

Las construcciones no reforzadas con nervios, sino con tabique gofrado (fig. 150,*i*) y en forma de concha (fig. 150,*j*), particularmente las reforzadas con nervios transversales interiores, son las que mayor resistencia mecánica poseen.

En la figura 150, *k—p* se muestran piezas de consola tipo armazón de forma esférica. A veces, las piezas de esta forma se refuerzan con nervios por el exterior (fig. 150, *k*). Si la altura de los nervios es pequeña, en comparación con el espesor de la pared, el refuerzo con nervios debilita la pieza. La eliminación de los nervios (fig. 150, *l*) aumenta la resistencia mecánica de la pieza. Aún más resistente resulta la pieza, en la cual las paredes se han ampliado en los límites de las dimensiones que se tienen (fig. 150, *m*). El

ulterior aumento de la resistencia mecánica puede lograrse reforzando el interior de la pieza con nervios longitudinales (fig. 150, *n*) o en

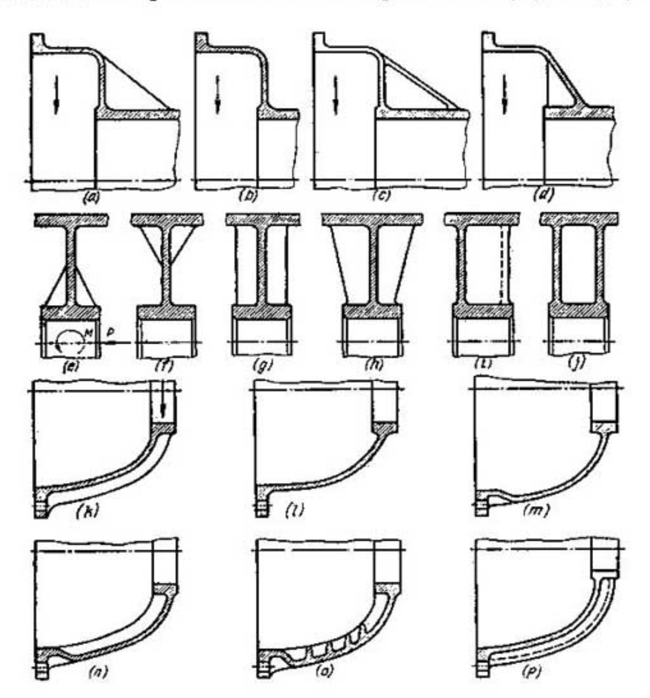



Fig. 150. Influencia que ejerce la forma y la disposición de los nervios en la resistencia mecánica de las piezas

forma de azulejos (fig. 150, *o*). Una elevada rigidez y resistencia mecánica posee la pieza con paredes gofradas (fig. 150, *p*).

## 4.3 Aumento de la rigidez en las construcciones de maquinaria

Ejemplos de aumento de la rigidez y resistencia mecánica de las piezas tipo de maquinaria se dan en la tabla 20.

*Tabla 20*

**Aumento de la rigidez de las piezas de maquinaria**

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| Sujeción de consola de un rodillo en una palanca | | Se ha disminuido el voladizo de la consola. Se han reforzado la palanca, el eje y el conjunto de empotramiento del eje |
| La palanca se ha aflojado, no es rígido el empotramiento del eje del rodillo | | La consola se ha eliminado; el eje del rodillo está situado sobre dos apoyos en la horquilla de la palanca |
| Arandela de apoyo plana, cargada a la flexión por una fuerza axial | | Refuerzo con un cuello anular |
| | | A la arandela se le ha dado forma de cuerpo de igual resistencia |
| La construcción no es rígida | | A la arandela se le ha dado forma cónica; las tensiones de flexión disminuyen bruscamente |
| Válvula de un motor de combustión interna | | Al platillo se le ha dado una forma de tulipán. La rigidez de la corona del platillo es insuficiente |
| El platillo no es rígido, el enlace entre el vástago y el platillo es débil | | El vástago y el platillo se han hecho más pesados; en la corona del platillo se ha formado un cinturón de rigidez |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
| --- | --- | --- |
| Pieza tubular cargada por una fuerza axial<br>Los ribetes de apoyo, flexionándose bajo la carga convergen hacia el centro (saetas punteadas). En el límite la pieza puede salir de su asiento | | Se han reforzado los sectores de transición del ribete al cuerpo cilíndrico de la pieza<br>Se ha introducido un tabique entre los ribetes (esta construcción es la más rígida) |
| Falda del cilindro de un motor de émbolo<br>La falda se deforma por las cargas transversales debidas al émbolo | | Se han introducido cinturones anulares de rigidez en el extremo de la falda |
| Vaso cargado por una fuerza transversal<br>Los bordes del vaso, bajo la carga, pierden la forma cilíndrica | | Los bordes del vaso se han reforzado con un reborde |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| Unión de manguito partido (árbol cigüeñal compuesto)<br><br>El apriete del manguito deforma el muñón del árbol | | La deformación del muñón se ha eliminado introduciendo un dintel |
| Unión de manguito partido<br><br>Las orejetas del manguito se encorvan durante el apriete. No es posible un apriete con fuerza | | El manguito partido se ha reforzado. El tornillo de apriete se ha aproximado al árbol |
| Orejeta de fundición<br><br>El zócalo de la orejeta experimenta fuerte flexión | | El zócalo se ha reforzado con nervios interiores que experimentan tracción<br><br>El zócalo se ha reforzado con nervios exteriores que experimentan compresión<br><br>Al zócalo se le ha dado una forma piramidal rígida<br><br>Al zócalo se le ha dado por toda su periferia una forma de pórtico que se apoya en el plano de reposo<br><br>En el plano de acción de la carga se ha dispuesto un pie que soporta la carga (es la construcción más ligera) |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| | | Se ha disminuido el momento flector acercando los espárragos de sujeción |
| Cojinete<br><br>$M_{fl}$<br><br>Los tornillos de sujeción se han dispuesto a gran distancia; el momento flector en la sección peligrosa tiene gran magnitud | $0,5M_{fl}$ | Con la introducción de un nervio se han aumentado el momento de resistencia y el momento de inercia de la sección peligrosa |
| | | Se ha reforzado el sector peligroso con una cubrejunta de acero (esta construcción se emplea para los cojinetes de aleaciones ligeras) |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| | | Se han reforzado las secciones de la suspensión |
| Suspensión de cojinete | | La suspensión se ha reforzado con nervios (las construcciones se dan en orden creciente de rigidez) |
| La construcción no es rígida | | A la suspensión se le ha dado forma de T |
| | | A la suspensión se le ha dado forma de concha (es la construcción más rígida y resistente) |
| Llanta del tambor de freno<br>La llanta, bajo la acción de los esfuerzos de las zapatas de freno se deforma, las zapatas empiezan a funcionar por los extremos | | Se ha introducido un reborde de rigidez |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
| --- | --- | --- |
| Polea fundida para la transmisión por correa cuneiforme<br><br>El cubo está enlazado con la llanta por los radios. Es una construcción no rígida | | La llanta se ha unido con el cubo por un disco continuo con nervios. El cubo se ha alargado<br><br>A la polea se le ha dado una forma de concha (esta construcción es la más rígida) |
| Rueda dentada de disco<br><br>La construcción no es rígida | | Al disco se le ha dado forma cónica<br><br>El disco se ha reforzado con nervios (para las ruedas de fundición) |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
| --- | --- | --- |
| Rueda dentada en forma de taza<br><br>La llanta, bajo la acción de los esfuerzos del accionamiento, se deforma | | Se han introducido nervios anulares de rigidez |
| Rueda dentada en forma de taza, de engrane interior<br><br>La construcción no es rígida | | Se han introducido nervios anulares de rigidez |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| Rueda dentada cónica<br>La construcción no es rígida | | Al disco se le ha dado forma cónica |
| | | Al disco se le ha dado forma esférica |
| | | El disco se ha reforzado con nervios (para las ruedas de fundición) |
| | | Construcción pretensada, soldada y de forma de concha<br>Entre el cono *a* y el ribete *b* se ha dejado un huelgo que ante la soldadura se compensa. Los dientes y las estrías se mecanizan después de la soldadura |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| | | A la brida se le ha dado forma de taza. El sector *a* de transición al cubo se ha reforzado |
| Arbol de brida | | A la brida se le ha dado forma cónica |
| La construcción no es rígida | | A la brida se le ha dado forma de tulipán. Se ha eliminado el cambio brusco del flujo de fuerza |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| Soporte con muñón<br>La construcción no es rígida | | Al disco y al muñón se les ha dado conicidad |
| | | Al disco se le ha dado forma de taza. El sector de transición al muñón se ha reforzado con el tabique *a* |
| | | Al disco se le ha dado forma cónica |
| | | El muñón se ha alargado e introducido en el agujero del cuerpo con apretura |
| | | El disco se ha apretado al cuerpo con un tornillo central complementario |
| | | El disco se ha apretado al cuerpo con dos filas de tornillos periféricos |
| | | Es una construcción pretensada. Durante el apriete se compensa el huelgo *a* entre el disco y el cuerpo |
| | | Es una construcción pretensada. Durante el apriete con el tornillo central se compensa el huelgo *b* entre el muñón y el cuerpo |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| Viga compuesta de dos paredes delgadas de perfil en u (el sentido de las cargas de trabajo se muestra con flechas) | | Unión con enlaces en forma de caja (la fabricación de las cajas es laboriosa) |
| | | Unión con perfiles curvados (no se ha asegurado rigidez en dirección transversal) |
| | | Unión con perfiles curvados (no se ha asegurado rigidez en dirección longitudinal) |
| | | Unión con perfiles en u (no se ha asegurado rigidez en dirección longitudinal) |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| | | Unión con perfiles diagonales (se ha asegurado rigidez en todas las direcciones) |
| Las construcciones no son rígidas | | Unión con perfiles trapezoidales (se ha asegurado rigidez en todas las direcciones) |
| | | Unión con perfiles trapezoidales (la disposición de los perfiles se alterna a lo largo de la viga) Esta construcción es la más racional por la rigidez, peso y sencillez de fabricación |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| Consola de marco cargada por la fuerza P | | A la construcción se le ha atribuido un aspecto de armadura. Las barras del marco están dispuestas en serpentín, cada par de ellas forma una armadura triangular. Las barras experimentan principalmente compresión y tracción<br>En el caso de carga con fuerza transversal trabajan principalmente las barras laterales situadas paralelamente al plano de acción del momento flector; las barras situadas perpendicularmente a este plano también participan en el trabajo como armaduras espaciales, como riostras de las cuales sirven las barras laterales. La armadura está cerrada con el aro anterior de rigidez<br>Para dar al sistema total determinación total los nudos de sujeción de las barras con los aros se hacen articulados |
| | | Construcción de envoltura. La consola posee elevada rigidez. El peso de la construcción puede reducirse con escotes de aliviamiento |
| | | En la envoltura se an hecho escotes de aligeramiento<br>Es una construcción no racional. Los sectores entre los escotes experimentan flexión |
| Las barras experimentan principalmente flexión. Las tensiones en el sistema son grandes. La construcción no es rigida | | El sistema de envoltura con escotes más racionales |
| | | Construcción aligerada |
| | | Construcción de armadura completamente estampada |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| **Tapa fundida** | | **La tapa se ha reforzado con nervios** |
| | | **A la tapa se le ha dado forma de bóveda** |
| **La construcción no es rígida** | | **A la tapa se le ha dado forma piramidal** |
| | *a* | **Bloqueo de las deformaciones. La tapa se coloca sobre los pasadores de control *a* que frenan la deformación de las paredes verticales (la pared horizontal queda no rígida)** |
| **Tapa en forma de caja apretada al cuerpo por medio de espárragos centrales** | | **Introducción de nervios interiores** |
| | | **Se han introducido tabiques interiores** |
| **La construcción no es rígida. Al apretar los espárragos la tapa se curva** | | **A la tapa se le ha dado forma de bóveda** |
| | *a* | **Limitación de la deformación (el grado de deformación se determina por la magnitud del huelgo inicial *a* entre la tapa y el tope limitador del espárrago)** |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| Tapa de fuerza que soporta la carga de la rangua del árbol vertical<br><br>La construcción no es rígida y no es resistente | | Se han introducido nervios exteriores anulares y radiales |
| | | A la tapa se le ha dado forma de bóveda<br>El refuerzo con nervios es anular |
| | | A la tapa se le ha dado forma de bóveda |
| | | Idem con refuerzo con nervios interiores |
| | | A la tapa se le ha dado forma de caja (las construcciones son las más rígidas y resistentes) |

*Continuación*

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| Diafragma portante del apoyo del cojinete de contacto plano<br><br>La construcción no es rígida | | El diafragma se ha reforzado con nervios |
| | | El diafragma se ha hecho cónico y reforzado con nervios |
| | | Al diafragma se le ha dado forma de taza |
| | | El diafargma se ha gofrado |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| Soporte de fundición cargado con una fuerza flectora<br>La construcción no es rígida | | La columna del soporte se ha reforzado con nervios |
| | | Se han aumentado las dimensiones radiales de la columna |
| | | A la columna se le ha dado forma cónica. Se ha reforzado el enlace de la columna con la brida de sujeción |
| | | Se han aumentado las dimensiones radiales de la columna. La columna está vinculada con la brida por un cono |
| | | Las dimensiones radiales del soporte se han aumentado hasta el límite. Se ha introducido refuerzo con nervios interiores (esta construcción es la más rígida y resistente) |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| Tambor de carrusel fundido. Por las guías cilíndricas se desplazan (movimiento alternativo) los vástagos de trabajo con rodillos que hacen rodar, en el proceso de rotación del tambor, al copiador inmóvil | | Escote no pasante. Esta construcción no reúne los requisitos de ingeniería necesarios. Es dificultoso en montaje del conjunto del vástago |
| | | Los salientes están reforzados por nervios exteriores |
| | | Los salientes están reforzados por nervios anulares continuos |
| El escote pasante debilita fuertemente los salientes. Bajo la acción de los esfuerzos de trabajo las paredes de los salientes se separan (véanse las saetas), debido a lo cual se altera la dirección de los vástagos | | Se han aumentado las dimensiones radiales del tambor. Los salientes están reforzados con nervios |
| | | Las dimensiones radiales del tambor se han aumentado hasta el límite (esta construcción es la más rígida y resistente) |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| Carrusel de fundición de una máquina rotativa cargada por fuerzas flectoras que actúan en los alojamientos de los bloques operadores<br><br>La construcción no es rígida | | Se han introducido nervios que enlazan el cubo central con los periféricos |
| | | La rigidez de la periferia se ha reforzado con un nervio anular |
| | | La zona de disposición de los cubos se ha reforzado con nervios anulares |
| | | El carrusel se ha reforzado con nervios radiales y anulares |
| | | El carrusel se ha ejecutado en forma de caja (esta construcción es la más rígida) |

### 4.3.1 Empotramiento de consolas

En la rigidez de los sistemas de consola influyen fuertemente las condiciones de empotramiento de la consola. Por medio de medidas constructivas a la consola se le puede atribuir cualquier rigidez. Pero estas medidas se reducirán a la nada, si el empotramiento de la consola es débil o la consola se ha empotrado en una pieza no rígida. En la tabla 21 se dan ejemplos del aumento de la rigidez de los sistemas de consola

*Tabla 21*

**Aumento de la rigidez de los sistemas de consola**

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| Empotramiento de una columna cilíndrica en una pieza de fundición tipo armazón. La construcción no es rígida | | *Empotramiento axial.* El extremo alargado de la columna está sujeto en el tetón rígido del cuerpo |
| | | *Empotramiento radial.* A la columna se le ha añadido una brida sujeta a la superficie de reposo rígida del cuerpo |
| | | *Empotramiento radial-axial* |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| Empotramiento de una columna en una bancada de fundición<br><br>La columna es inestable debido a la compresibilidad del techo de la bancada | | Refuerzo del empotramiento en sentido radial (no se ha eliminado la compresibilidad del techo) |
| | | Refuerzo del empotramiento en sentido axial (no se ha eliminado la compresibilidad del techo) |
| | | Refuerzo local de la bancada con nervios. En el trabajo participa sólo la parte central del techo |
| | | Refuerzo intensivo con nervios. En el trabajo participa todo el techo |
| | | Refuerzo intensivo con nervios. En el trabajo participan los ángulos de transición del techo a las paredes verticales |
| | | Refuerzo intensivo con nervios. En el trabajo participan las paredes verticales |
| | | Al techo se le ha atribuido forma de caja (es la construcción más rígida) |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| Empotramiento de una barra soldada en una viga en forma de u | | La barra está sujeta por ambas alas de la viga |
| La barra está privada de estabilidad en dirección transversal | | En el sector de sujeción de la barra se han reforzado las alas con tabiques |

### 4.3.2 Apoyos de columnas

Los gorrones de acero fundido soldados al cuerpo de la columna (fig. 151, *a*) le dan al apoyo alta rigidez y resistencia mecánica. Sin embargo, esta construcción es de fabricación complicada y es pesada.

En la construcción representada en la figura 151, *b*, el gorrón consta de una placa soldada al extremo de la columna. La rigidez de la unión es insuficiente. Esta construcción puede emplearse para montantes ligeros cargados con pequeños esfuerzos. La rigidez del emportamiento de las columnas puede aumentarse soldando un cuello estampado (fig. 151, *c*) o planchas de ángulo (fig. 151, *d*). La última construcción se emplea vastamente en la práctica, ya que es de fabricación simple y lo suficientemente rígida.

El abocardado del extremo de la columna en cono, (fig. 151, *e*) se aplica en los casos en que es necesario mejorar el aspecto exterior del apoyo. Si la columna es de grandes dimensiones, el abocardado puede representar determinadas dificultades.

Construcciones que reúnen mayores requisitos de ingeniería son las construcciones con conos soldados (fig. 151, *f*, *g*). El elemento de refuerzo con frecuencia se ejecuta en forma de toro con contornos suaves (fig. 151, *h*).

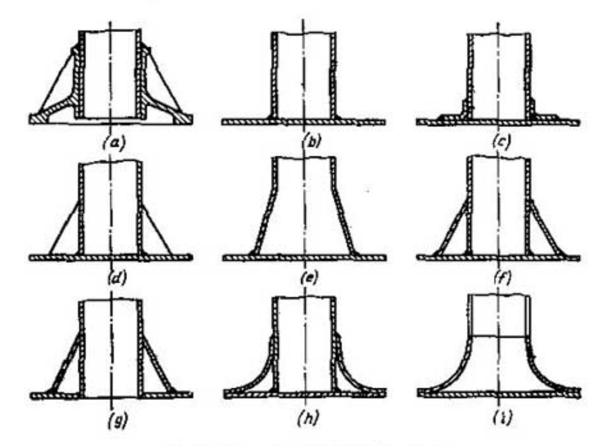



Fig. 151. Apoyos de columnas

La mayor rigidez (y el aspecto exterior más bonito) la tiene el apoyo con boca en forma de tulipán, soldada a tope con las paredes de la columna (fig. 151, *i*).

### 4.3.3. Rigidez de las piezas tipo armazón

Los medios principales para elevar la rigidez de las piezas tipo armazón, sin aumentar sustancialmente su peso, (a veces, con su disminución) son el redondeo de las transiciones, la atribución a las paredes de formas de bóveda, el refuerzo con nervios (interior) conveniente y la introducción entre las paredes de enlaces (preferentemente diagonales).

La rigidez de los cuerpos puede aumentarse considerablemente por la unificación constructiva de los elementos del cuerpo en una sola pieza (*construcciones monobloques*).

En la figura 152 se muestra(aproximadamente en orden de sucesión histórica) el refuerzo de la construcción de motores de combustión interna en línea. En el motor con distintos cilindros (fig. 152, *a*) la rigidez de la construcción se determina sólo por la rigidez del cárter. En el caso de flexión por las fuerzas que surgen como resultado de las explosiones, el cárter se deforma y junto con éste se deforma también todo el motor.

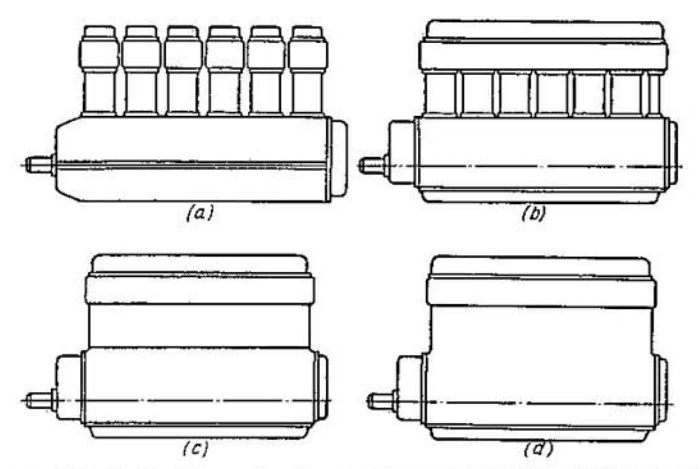



**Fig. 152. Evolución constructiva de los motores de combustión interna**

**Fig. 153. Construcciones de los cárteres de motores de combustión interna de cilindros en hileras**

*La construcción semibloque* es más rígida (fig. 152, *b*), en ésta las culatas de los cilindros están unidas en un bloque común. El momento de inercia total del sistema reforzado por la culata en bloque, con la colocación en ésta de una tapa común del eje de distribución, crece bruscamente.

Los sistemas más racionales son los *de bloque* (fig. 152, *c*, *d*), que son los que están más difundidos en la construcción de motores. Aquí, la rigidez se ha elevado haciendo las camisas de los cilindros en un bloque común que se une al cárter (fig. 152, *c*) o que se funde en una sola pieza con el cárter (fig. 152, *d*). En el último caso resulta la construcción más rígida y resistente con un número mínimo de juntas entre sus elementos.

Junto con el esquema general del motor, tiene gran importancia la rigidez del cárter, portante de los apoyos del árbol cigüeñal. El cárter experimenta flexión en el plano de acción de las fuerzas que surgen durante las explosiones, es decir, en el plano longitudinal de simetría del cárter. Para aumentar la rigidez es mejor elevar los momentos de inercia de las secciones transversales del cárter y prevenir la « apertura » de las paredes laterales del cárter mediante la introducción de enlaces transversales rígidos, entre las paredes.

En la figura 153 se dan ejemplos de la ejecución constructiva de cárteres para los casos de camisa separable de los cilindros (esquema según la figura 152, *c*).

El sistema (fig. 153, *a*) que consta del cárter principal (destacado en la figura con líneas llenas) y de la tapa (bandeja), posee pequeña rigidez, aunque es muy cómoda por las condiciones de instalación y montaje del árbol cigüeñal. El plano de separación del cárter principal y de la bandeja se encuentra por encima del eje del árbol. El árbol se fija por las suspensiones de cojinete *1*.

La rigidez del cárter principal puede aumentarse desplazando el plano de separación hasta el eje del árbol cigüeñal con la disminución respectiva de la altura de la bandeja (fig. 153, *b*). En la construcción según la figura 152, *c*, los tabiques transversales del cárter están reforzados con nervios de forma de bóveda. Las suspensiones *2* de los cojinetes están ensanchadas en dirección transversal y se sujetan al cárter con dos filas de tornillos, gracias a lo cual en torno de los apoyos del árbol cigüeñal se forman conjuntos de rigidez.

La rigidez del cárter principal puede elevarse aún más, si se translada el plano de separación debajo del eje del árbol (fig. 153,*d*). Para reforzar los enlaces entre las paredes laterales del cárter, los nervios en forma de bóveda se hacen llegar hasta las paredes del cárter y se colocan suspensiones de cojinetes en las compensaciones del cárter.

El enlace entre las paredes del cárter se refuerza, sujetando las suspensiones con tornillos a los tabiques del cárter (fig. 153,*e*). En la construcción según la figura 153,*f*, las paredes del cárter se fijan con tornillos de apriete (de sujeción); para prevenir el tensado

excesivo, la magnitud del tramo libre de los tornillos, se regula con tuercas.

La mejor construcción es en la que los tornillos de sujeción están tensados hasta el tope en la pared de las suspensiones (fig. 153,*g*).

El ulterior aumento de la rigidez del sistema puede lograrse ejecutando el cárter principal en dos partes con el plano de separación por el eje del árbol (fig. 153,*h*,*i*). Las suspensiones de los cojinetes, en este caso, componen una sola pieza con la parte inferior del cárter.

En la figura 153,*j*, se muestra la construcción más rígida. El cárter está ejecutado en dos mitades unidas en el plano del eje del árbol con espárragos de fuerza, en dos flias. Ambas mitades son portantes y participan en igual medida en el trabajo a la flexión.

### 4.3.4 Placas

En la figura 154 se muestran los procedimientos para aumentar la rigidez y la resistencia mecánica de las placas fundidas. Se supone que la placa va cargada en el centro y apoyada sobre cuatro patas laterales.

La construcción inicial (fig. 154,*a*) posee poca rigidez y resistencia mecánica. Los nervios longitudinales que tienen forma de cuerpos de igual resistencia a la flexión (fig. 154,*b*), aumentan la rigidez de la placa en dirección longitudinal; la rigidez en dirección transversal es insuficiente.

Es de igual rigidez en las direcciones longitudinal y transversal la construcción con nervios radiales (fig. 154,*c*).

La construcción cuya rigidez se ha aumentado mediante el escuadreo de la placa con paredes verticales se basa en otro principio (fig. 154,*d*). Las deformaciones por flexión de la placa se mantienen por la resistencia de los contornos cerrados del canto que experimentan tracción. La rigidez se eleva con el aumento de la altura del escuadreo, aumentando las secciones en los puntos extremos del canto y uniendo el cuerpo de la placa con el canto de los nervios (fig. 154,*e*) que transmiten las deformaciones por flexión de la placa a las paredes verticales del canto.

El apriete de las paredes del escuadreo con tornillos de sujeción (fig. 154,*f*) permite crear en la placa tensiones de signo contrario a las tensiones de trabajo.

Posee elevada rigidez y resistencia mecánica la construcción con cubrejunta de chapa de acero que experimenta tracción (fig. 154,*g*). Calentando la cubrejunta antes del montaje, puede crearse pretensión, con la condición de que la cubrejunta esté rígidamente vinculada con la placa (por ejemplo, con pasadores de control).

Otro procedimiento para aumentar la rigidez consiste en dar a la placa forma de bóveda (fig. 154,*h*). Poseen alta rigidez las placas escuadreadas con nervios diagonales (fig. 154,*i*), en forma de azulejos

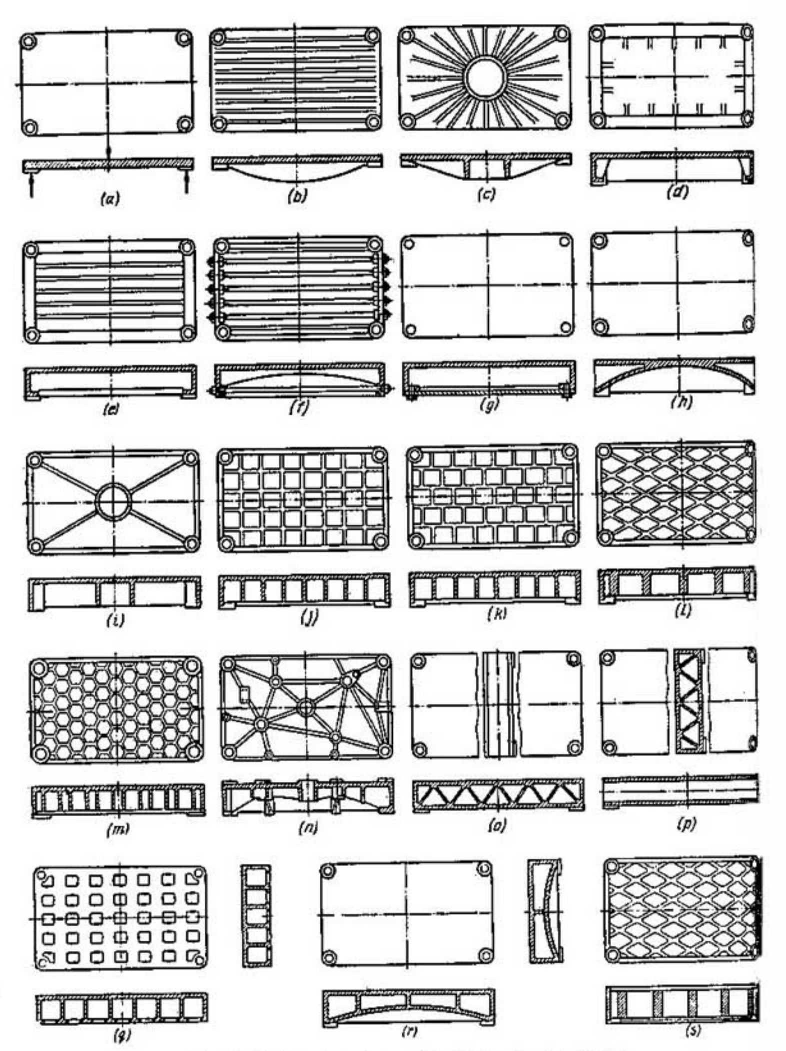



Fig. 154. Construcciones de placas de fundición

(fig. 154,*j*), en forma escaqueada (fig. 154,*k*), romboides (fig. 154,*l*) y de panal (fig. 154,*m*).

Si la placa tiene puntos de sujeción, la disposición de los nervios se debe subordinar a la condición de unir los nervios en los nudos de rigidez (fig. 154,*n*).

Las placas que mayor rigidez poseen son las de doble pared con nervios interiores diagonales (fig. 154,*o*,*p*) que se conforman en la colada con vástagos pasantes, sujetos sobre los signos, en las paredes laterales de la placa.

Próximas a éstas son las placas semicerradas con celdas interiores que se conforman en la colada con bloques de barras sujetos sobre los signos, a través de los agujeros en el plano inferior de la placa (fig. 154,*q*), así como las placas de doble pared con fondo cóncavo (fig. 154,*r*).

En la figura 154, *s* se muestra la construcción ligera de una *placa de rejilla* que reúne requisitos de ingeniería. Para hacer la superficie exterior lisa; estas placas se recubren con un revestimiento de chapa fina.

### 4.3.5 Rigidez de las construcciones de paredes delgadas

En las construcciones hechas de material en hojas (envolturas, perfiles de paredes délgadas, recipientes, revestimientos, paneles, tapas) hay que tener en cuenta no sólo las deformaciones provocadas por los esfuerzos de trabajo, sino también las deformaciones que surgen durante la soldadura, el tratamiento mecánico, la unión y apriete de los elementos prefabricados. Conviene tener presente también la posibilidad de los deterioros casuales de las paredes durante el transporte, montaje y trato negligente en el curso de explotación.

En las construcciones de envoltura de fuerza, es de importancia trascendental la prevención de las pérdidas de estabilidad de las envolturas.

Los procedimientos fundamentales para aumentar la rigidez son los mismos: descargar por todos los medios los efectos de la flexión, sustituir las tensiones por flexión por las tensiones por tracción y compresión, introducir enlaces entre los sectores de mayores deformaciones, aumentar las secciones y los momentos de inercia en los sectores peligrosos, introducir elementos de refuerzo en los sitios de concentración de cargas y en los sectores de cambio brusco del flujo de fuerza, emplear formas cónicas y de bóveda.

#### 4.3.5.1 Compartimientos

La rigidez radial de las piezas cilíndricas de paredes delgadas de grandes dimensiones (tipo de compartimientos) se aumenta con ayuda de cinturones anulares de rigidez (fig. 155,*a*—*i*).

Las construcciones más rígidas y resistentes son las de los compartimientos con doble pared (fig. 156,*a*). Para aumentar la rigidez radial es conveniente vincular las paredes del compartimiento entre sí. A veces, basta con la introducción de enlaces locales, soldando en forma ondulada las paredes del compartimiento (fig. 156, *b*) o soldando tubos (fig. 156,*c*).

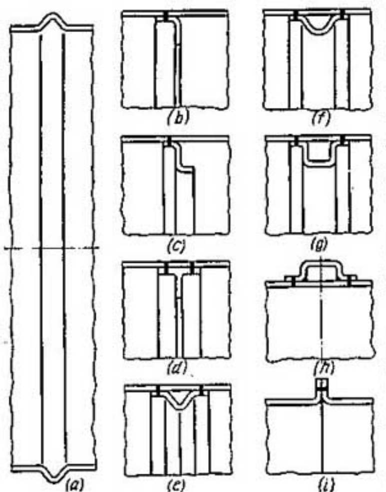



Fig. 155. Cinturones de rigidez de piezas cilíndricas de envoltura

Da mejores resultados la introducción de cinturones anulares de rigidez (fig. 156,*d*—*g*). Ejerce una acción análoga la división del compartimiento en varios compartimientos de menor longitud (fig. 156,*h*,*i*). El papel de los cinturones de rigidez, en este caso, lo desempeñan las juntas de los compartimientos.

La introducción de conos (fig. 156,*j*) y de elementos en forma de bóveda (fig. 156,*k*,*f*) en los compartimientos, eleva no sólo la rigijez radial sino también la longitudinal.

En la figura 157,*a*—*c* se muestran ejemplos constructivos de compartimientos reforzados con elementos cónicos.

La rigidez longitudinal se atribuye a los compartimientos, valiéndose de nervios situados por las generatrices del cilindro (fig. 158,*b*—*g*). La construcción más rígida (fig. 158,*a*) resulta al combinar los nervios longitudinales y anillos de rigidez.

Los nervios helicoidales y en zig-zag (fig. 159) aumentan también la rigidez a la torsión; su fabricación, no obstante, es más difícil que la de los nervios longitudinales rectos.

Los compartimientos dobles se unen con ayuda de bridas exteriores (fig. 160,*a*—*c*) e interiores (fig. 160,*d*). Estas últimas garantizan mayor rigidez y reducen considerablemente las dimensiones radiales de las construcciones.

Al colocar los tornillos por el interior es necesario prever agujeros en la pared interna, de dimensiones suficientes para la introducción, colocación y atornillado de los tornillos.

En la figura 161,*a*—*f*, se aportan ejemplos del aumento de la rigidez radial de los compartimientos cónicos; en la figura 162 se muestra la construcción de una pieza esférica de consola de doble pared.

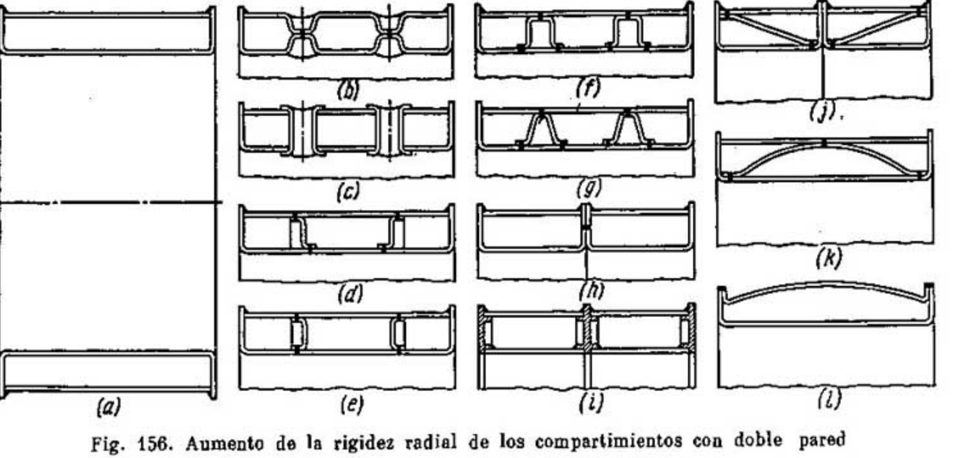


Fig. 156. Aumento de la rigidez radial de los compartimientos con doble pared

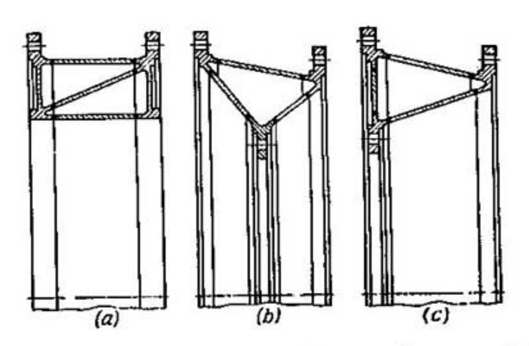



Fig. 157. Compartimientos reforzados por elementos cónicos

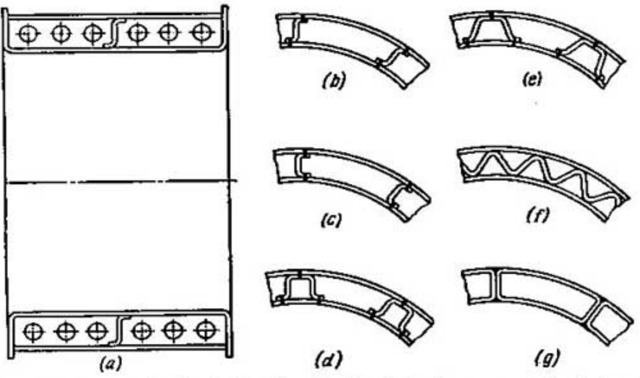



Fig. 158. Aumento de la rigidez longitudinal de los compartimientos con doble pared

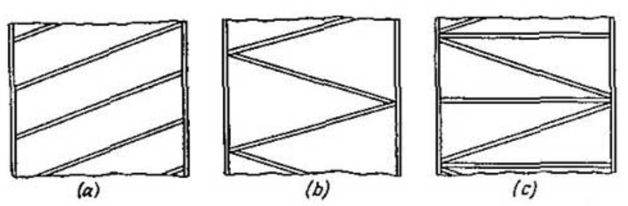


Fig. 159. Aumento de la rigidez de los sistemas de envoltura que trabajan a la torsión, con ayuda de nervios oblicuos

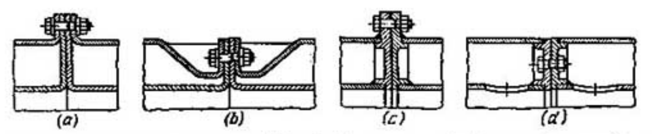


Fig. 160. Procedimientos de unión de los compartimientos de envoltura

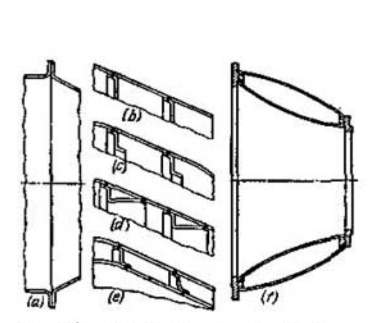
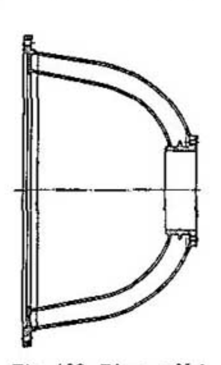


Fig. 161. Aumento de la rigidez radial de los sistemas cónicos de envoltura


Fig. 162. Pieza esférica de consola con doble pared

### 4.3.5.2 Construcciones de envoltura con redes espaciales

A los sistemas de envoltura se les puede dar la más alta rigidez, llenando los espacios entre las envolturas con elementos de rigidez uniformemente repartidos que enlazan todos sus sectores y que convierten el sistema en una red espacial que trabaja como un solo cuerpo. La aparición de resinas y adhesivos sintéticos resistentes ha permitido, hasta cierto grado, arpoximar la solución de este problema.

Se emplean dos variedades fundamentales de envolturas espacialmente reforzadas: construcciones de espuma sintética y de panal (celulares).

En el primer caso las cavidades entre las envolturas metálicas se llenan de plástico espumoso sobre la base de resinas termoendurecibles o fraguantes. Los plásticos se introducen en estado líquido con la adición de sustancias formadoras de gases y emulsificadores. Al calentarlos hasta la temperatura de 150—200°C la composición se espuma y solidifica, formando una masa porosa con un volumen de los poros de hasta el 80—90% y con un peso específico $\gamma = 0{,}1 \div \div 0{,}2$ kgf/dm³.

La resistencia mecánica, la rigidez y la estabilidad de los sistemas aumentan considerablemente, aunque no hasta tal grado como en el caso de introducción de enlaces metálicos espaciales. Este sistema se suele aplicar en combinación con enlaces metálicos transversales (costillas, cuadernas) y longitudinales (largueros, trancaniles).

Las construcciones de panal se fabrican uniendo tejidos de algodón o de fibra de vidrio gofrados en forma de panal, impregnados con resinas termoendurecibles o fraguantes. Las envolturas superficiales se hacen de chapas del mismo material o de chapas metálicas. El tamaño de las celdas de los panales suele ser de 8—15 mm.

Los panales metálicos obtenidos por medio del encolado de chapas metálicas gofradas recubiertas con una película de cola de fenol-neopreno o cola a base de epóxidos modificados poseen una resistencia mecánica y rigidez mucho más altas. Estas colas sirven para unir a los panales las envolturas metálicas superficiales. La resistencia mecánica de las estructuras de panal depende de la solidez de las uniones encoladas (la resistencia al cizallamiento de las colas sintéticas más sólidas, es de 2—5 kgf/mm², al desprendimiento, 5—10 kgf/mm²).

Las chapas de acero se pueden unir por un procedimiento más resistente; por soldadura en horno con aleaciones de bronce en vacío o en atmósfera reductora.

Nuevas posibilidades para crear estructuras de panal resistentes abre el método de soldadura por haz electrónico enfocado. La temperatura de soldadura surge sólo en el foco; las demás zonas no producen calentamiento sustancial del material. Esto permite soldar a tope a cualquier profundidad de la construcción, en una misma posición del aparato para soldar. La zona de soldadura se desplaza a la profundidad mediante el reenfoque del rayo con ayuda de bobinas electromagnéticas colectoras. De este modo se puede soldar sucesivamente todas las juntas interiores de la construcción.

### 4.3.5.3 Estabilidad de las construcciones de envoltura

El aumento de las dimensiones y la disminución del espesor de las paredes destacan en primer plano el problema de elevación de la rigidez radial y de prevención de las pérdidas de estabilidad de las construcciones, bajo la acción de cargas.

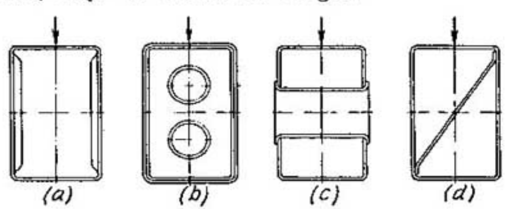



Fig. 163. Vigas de paredes delgadas de sección rectangular con riostras transversales

La rigidez de las vigas de paredes delgadas soldadas de perfil rectangular se aumenta por medio del acuñamiento de relieves (preferentemente oblicuos) en las paredes (fig. 163, *a*), introduciendo

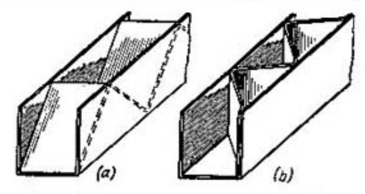



Fig. 164. Vigas de paredes delgadas con riostras transversales oblicuas

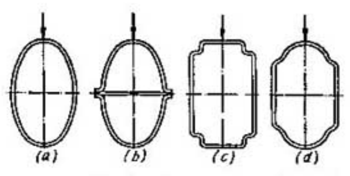



Fig. 165. Secciones de vigas de paredes delgadas de elevada rigidez

tabiques transversales (fig. 163, *b*), elementos de unión tubulares o en forma de caja (fig. 163, *c*) y enlaces diagonales (fig. 163, *d*).

Los tabiques oblicuos dispuestos en serpentín (fig. 164) aseguran elevada rigidez.

En la figura 165 se muestran secciones de vigas de elevada rigidez y estabilidad.

### 4.3.5.4 Refuerzo de los sectores de aplicación de fuerzas concentradas

En la construcción de piezas de paredes delgadas se debe prestar particular atención a los sectores de aplicación de fuerzas concentradas. La insuficiente rigidez de estos sectores puede provocar deformación local en las paredes y hacer que la construcción sea inútil para el trabajo.

Para las piezas cilíndricas de envoltura el procedimiento más simple consiste en colocar cubrejuntas que reparten la fuerza en una gran superficie (fig. 166, *a*, *b*). El procedimiento más eficaz reside en emplear cinturones de rigidez y tabiques (fig. 166, *c*—*e*) que hacen que trabaje toda la sección de la pieza.

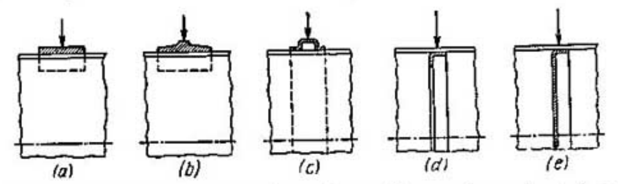



Fig. 166. Refuerzo de las construcciones de envoltura en los sectores de aplicación de fuerzas concentradas

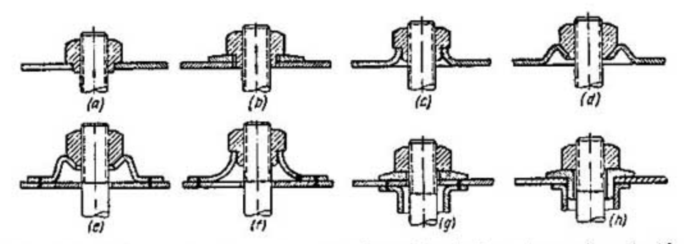



Fig. 167. Refuerzo de los nudos de colocación de las piezas de sujeción

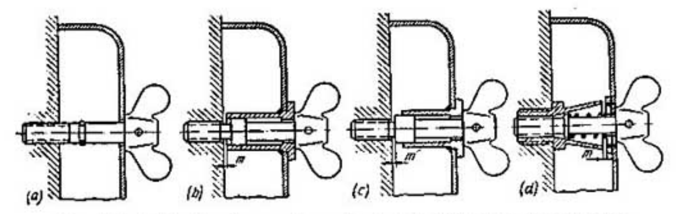



Fig. 168. Sujeción de una tapa de pared delgada a la armazón

El pandeo de las piezas de paredes delgadas en el sector de disposición de los tornillos de sujeción (fig. 167, *a*) se evita colocando arandelas de gran diámetro (fig. 167, *b*), rebordeando la pared (fig. 167, *c*, *d*) e introduciendo elementos de refuerzo (fig. 167, *e*, *f*). El mejor procedimiento es el que percibe las fuerzas de apriete con un elemento separador (por ejemplo, una columna tubular) que experimenta compresión (fig. 167, *g*, *h*).

En la figura 168 se muestra la unión de una tapa de pared delgada con una pieza tipo armazón, valiéndose de un tornillo incaíble. En la construcción inicial (fig. 168, *a*) la pared de la tapa se deforma incluso con un apriete débil.

Para evitar el pandeo, el apriete se limita estableciendo de antemano el huelgo *m* (fig. 168, *b—d*).

En la construcción de la figura 168, *d*, al limitador se le ha introducido un cono-atrapador que facilita la colocacion del extremo roscado del tornillo, al poner la tapa. El muelle sirve para mantener el tornillo en estado enderezado, al quitar la tapa, lo que a su vez simplifica el montaje.

### 4.3.5.5 Juntas de las construcciones de chapa

La rigidez de las juntas de las piezas de paredes delgadas desempeña un gran papel, particularmente, en los casos en que las juntas deben ser herméticas.

En la unión con brida de dos piezas cilíndricas de paredes delgadas de gran diámetro (fig. 169, *a*) es imposible lograr un apriete hermético en los sectores entre los tornillos, debido a la carencia de

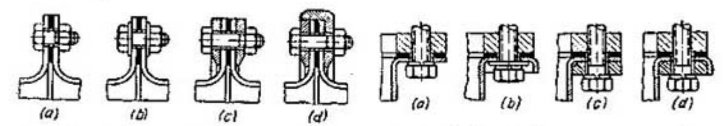



Fig. 169. Juntas de piezas cilíndricas de paredes delgadas

Fig. 170. Conjunto para sujetar una bandeja estampada de hoja al cuerpo

rigidez de las bridas. La introducción de arandelas debajo de la cabeza de los tornillos y tuercas (fig. 169, *b*) ayuda poco. Se puede conseguir la hermeticidad de la junta, introduciendo aros macizos de cubrejunta o soldados (fig. 169, *c*, *d*).

En caso de sujetar una bandeja colectora estampada de acero en chapa a una pieza tipo armazón (fig. 170, *a*), el apriete hermético se asegura con el rebordeado de la brida (fig. 170, *b*), introduciendo un marco macizo por el contorno de la brida (fig. 170, *c*, *d*) cogido a la bandeja con soldadura por puntos.

### 4.3.5.6 Relieves de rigidez

Para aumentar la rigidez se acuñan relieves en las paredes (fig. 171), con frecuencia en forma de rodillos convexos. Para la sencillez de fabricación, en caso de estampado en frío, conviene hacer los relieves de una altura no mayor de $(3 \div 5)\, s$, donde $s$ es el espesor del material. Los relieves de mayor altura se deben estampar

en varias operaciones con recocido intermedio, cosa que encarece la producción.

En las construcciones estampadas en caliente se pueden hacer relieves de gran altura y extensión.

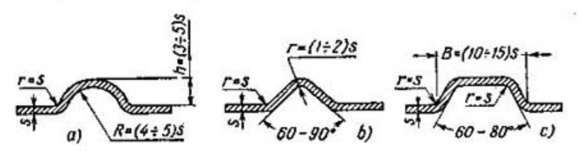



Fig. 171. Formas constructivas de los relieves de rigidez

Además de elevar la resistencia mecánica y la rigidez, en virtud de las correlaciones puramente geométricas (aumento de los momentos de resistencia e inercia de las secciones), los relieves troquelados en frío aumentan la resistencia mecánica gracias al endurecimiento del metal.

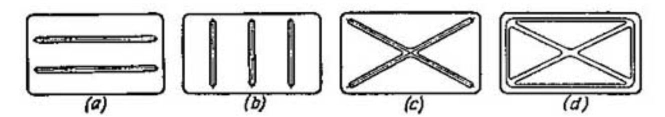



Fig. 172. Disposición de los relieves en una tapa rectangular

Los relieves en forma de rodillo conviene situarlos a lo largo del plano de acción del momento flector (fig. 172, *a*). Una disposición inversa (fig. 172, *b*) no aumenta la rigidez, por el contrario, hace la pieza más dúctil.

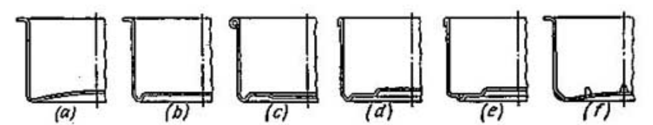



Fig. 173. Procedimientos para aumentar la rigidez de los fondos de las piezas cilíndricas de paredes delgadas

Los relieves deben estar dirigidos hacia los nudos de rigidez del sistema. La mejor disposición de los rodillos para las placas rectangulares es la diagonal (fig. 172, *c*, *d*).

El recalcado de relieves en los fondos de los recipientes cilíndricos de paredes delgadas (fig. 173) no sólo aumenta la rigidez, sino que mejora la estabilidad y permite la instalación de los recipientes sobre el plano.

Los abollamientos locales de forma triangular (fig. 173, *f*) son un procedimiento eficaz para aumentar la rigidez de los ángulos de transición, de la virola al fondo.

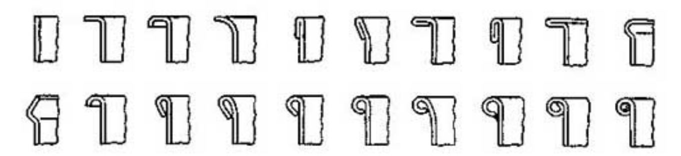


Fig. 174. Procedimientos para rebordear los bordes de las piezas cilíndricas de paredes delgadas

En la figura 174 se muestran procedimientos para reforzar los costados de los recipientes cilíndricos.

### 4.3.5.7 Agujeros de alivio

Con el fin de disminuir el peso en las construcciones de paredes delgadas con frecuencia se practican agujeros de alivio. Para aumentar la rigidez local, disminuir la concentración de tensiones y elevar la resistencia a la fatiga, alterada por la acción de la herramienta de corte, los bordes de los agujeros se refuerzan con auxilio del rebor-

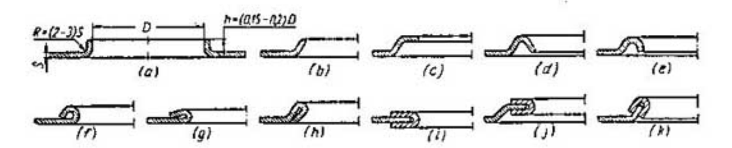



Fig. 175. Refuerzo de los bordes de los agujeros de aligeramiento

deado (fig. 175, *a—c*), rebordeado con ondulación de los bordes (fig. 175, *d—f*), rebordeado con el cinglado del borde (fig. 175, *g—h*), introduciendo cubrejuntas de refuerzo (fig. 175, *i—k*).

No conviene hacer la altura $h$ del rebordeado (véase la fig. 175, *a*) demasiado grande, para no complicar la tecnología de fabricación. Al hacer el rebordeado en frío con una operación se puede conseguir una altura $h = (0{,}15 \div 0{,}25)\,D$. Los rebordeados más altos, así como los rebordeados con ondulación exigen varias operaciones sucesivas.

Un medio eficaz para aumentar la resistencia a la fatiga del material, cerca de los agujeros, es el cinglado bilateral de los bordes por

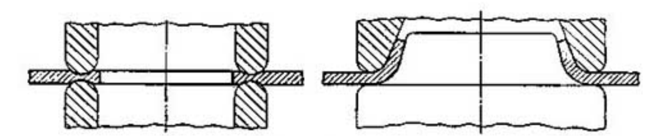


Fig. 176. Troquelado de los bordes

el contorno del agujero, con ayuda de estampas y cinceles de perfil redondeado (fig. 176).

### 4.3.5.8 Depósitos

En la construcción de depósitos que se someten a la acción de la presión interior es necesario evitar la flexión lateral de las paredes Los depósitos de forma rectangular (fig. 177, *a*) no son convenientes,

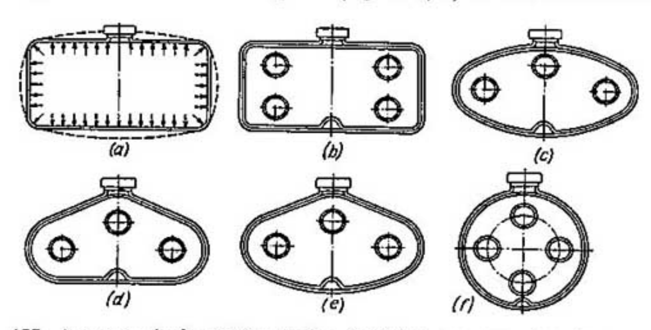



Fig. 177. Aumento de la rigidez de los depósitos que experimentan presión interior

ya que bajo la acción de la presión las paredes experimentan flexión lateral (como en forma exagerada se muestra con líneas punteadas en la figura). Estas formas obligan a introducir tabiques transversales de rigidez (fig. 177, *b*).

Los depósitos que poseen mayor rigidez son los ovalados y elípticos (fig. 177, *c*, *d*, *e*) y, particularmente, los cilíndricos.

Al reforzar los depósitos cilíndricos con nervios exteriores conviene tener en cuenta la dirección de la deformación de las paredes.

Las tensiones de tracción en la sección por las generatrices son:

$$\sigma_1 = \frac{pD}{2s},$$

donde $p$ es la presión interior;

$D$ es el diámetro del depósito;

$s$ es el espesor de la pared (fig. 178, *a*).

Las tensiones en las secciones transversales son:

$$\sigma_2 = p\frac{\pi D^2}{4\pi D s} = \frac{pD}{4s} = 0{,}5\sigma_1,$$

es decir, 2 veces menor que por las generatrices.

Por esta causa, los depósitos siempre se rompen por las generatrices (fig. 178, *b*).

Los nervios longitudinales (fig. 178, *c*) aumentan poco la rigidez y resistencia mecánica del depósito, es decir, a medida de su resistencia a la flexión en el plano longitudinal.

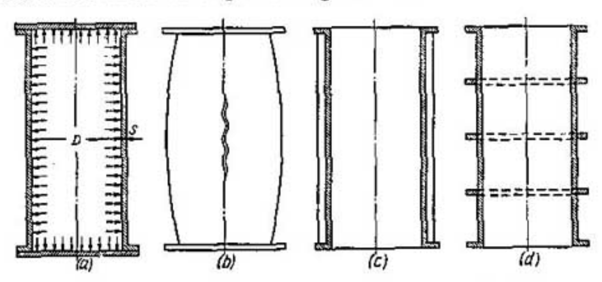



Fig. 178. Disposición de los nervios en las paredes de los depósitos sometidos a presión interior

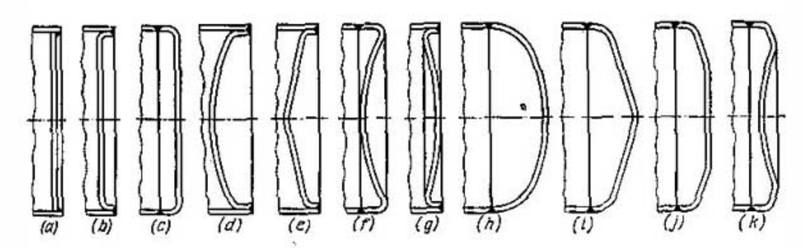



Fig. 179. Formas de fondos

Es más ventajoso aplicar nervios anulares (fig. 178, *d*) que soportan tracción.

Desempeña un importante papel la forma del fondo de los depósitos cilíndricos. Los fondos planos (fig. 179, *a—c*) son inadmisibles en el caso de altas tensiones interiores. Los fondos cóncavos (fig. 179, *d—f*) son más rígidos y resistentes. No obstante, su deformación, bajo la acción de la presión, provoca presión horizontal

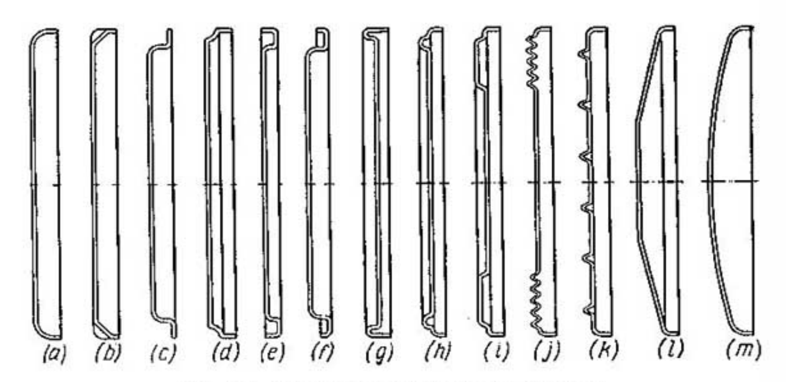



**Fig. 180. Formas constructivas de tableros**

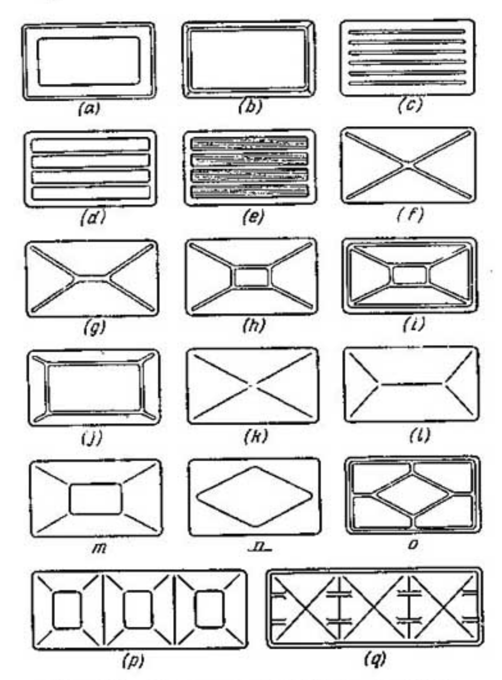



**Fig. 181. Formas de tableros en el plano**

de la virola y crea en ésta tensiones complementarias de tracción. Además, los fondos cóncavos disminuyen sensiblemente el volumen de trabajo del depósito.

Los fondos convexos (fig. 179, *g—h*) y los cónicos, parecidos a los primeros por su forma, (fig. 179, *i—k*), por el contrario, retienen las deformaciones radiales de la virola.

### 4.3.5.9 Tableros

La rigidez de las tapas, tableros, paneles y piezas semejantes se aumenta con el rebordeado (fig. 180, *a—g*), acuñando relieves (fig. 180, *h—k*) y dando formas convexas (fig. 180, *l*, *m*).

En la figura 181 se muestran formas típicas de tableros (en el plano) con dibujo del relieve rectangular (fig. 181, *a—e*) y diagonal (fig. 181, *f—j*) y tapas piramidales (fig. 181, *k—o*).

La elección de la forma y del dibujo del relieve, con frecuencia, se determina por las exigencias de la estética, particularmente en los casos en que los tableros están expuestos a la vista. Los tableros piramidales son bonitos y suficientemente rígidos.

Los tableros de gran extensión suelen dividirse en una serie de compartimientos, cada uno de los cuales se refuerza por los procedimientos descritos anteriormente (fig. 181, *p*). Para aumentar la rigidez longitudinal los compartimientos se unen entre sí con ayuda de un marco o con relieves longitudinales (fig. 181, *q*).

# 5 Resistencia mecánica cíclica

Las piezas que se someten a una carga variable y repetida duradera se rompen a tensiones considerablemente menores que el límite de rotura del material a carga estática. Esta circunstancia tiene gran significación para las máquinas modernas de altas revoluciones, cuyas piezas trabajan en condiciones de cargas cíclicas con un número total de ciclos que alcanza muchos millones, en todo el período de servicio de la máquina.

Como demuestra la estadística, no menos del 80% de roturas y averías que tienen lugar durante la explotación de las máquinas modernas está vinculado con los fenómenos de fatiga. Por eso, el problema de la resistencia a la fatiga es el problema clave para elevar la fiabilidad y longevidad de las máquinas.

Las cargas cíclicas están expresadas con más evidencia en las máquinas y mecanismos con movimiento alternativo de las piezas (máquinas de émbolo, mecanismos de leva). No obstante, también en las máquinas con marcha suave (máquinas rotativas del tipo de turbinas) son inevitables las cargas cíclicas, por ejemplo, debido al desequilibrio de los rotores, a los abatimientos radiales y laterales de los rotores, etc.

Son raras las máquinas modernas que no tengan transmisiones por engranaje, cuyos dientes siempre se someten a cargas cíclicas. Los árboles que trabajan bajo carga de dirección constante (árboles de transmisiones por engranaje, por correa y por cadena), también experimentan carga cíclica.

For ejemplo, en el caso del árbol de dos apoyos de una rueda dentada (fig. 182) la fuerza del accionamiento $P$, transmitiéndose al árbol provoca en éste flexión, cuyo plano queda constante. En una revolución este plano se interseca sucesivamente por los puntos $a$, $b$, $c$ y $d$ del árbol.

A cada revolución el ciclo se repite. De este modo, peso a la constancia de la fuerza, aquí tiene lugar una carga puramente cíclica.

Puede decirse que en las máquinas modernas las cargas estáticas suelen ser una excepción. En la mayoría de los casos las cargas varían cíclicamente con mayor o menor frecuencia y amplitud.

El número de ciclos de las cargas que el material soporte sin romperse depende de la magnitud de la tensión máxima y de la magnitud del intervalo entre los valores extremos de las tensiones del ciclo. A medida que disminuye la magnitud de las tensiones el número de ciclos, que provocan la rotura, aumenta y a cierta suficientemente pequeña tensión el material adquiere la capacidad de soportar un número ilimitadamente grande de ciclos sin rotura. Esta tensión llamada *límite de fatiga* sirve de base del cálculo de resistencia de las piezas sometidas a cargas cíclicas.

La magnitud del límite de fatiga se aclara construyendo las *curvas de fatiga*. Sobre el eje de abscisas se traza el número $N$ de ciclos, sobre el eje de ordenadas, las magnitudes de las tensiones máximas $\sigma$ del ciclo que provocan la rotura a un número dado de ciclos, halladas por el ensayo de las probetas patrones. La tensión destructora, el la zona de pequeños números, se aproxima a los índices de la resistencia estática. A medida que aumenta el número de ciclos esta magnitud disminuye. A cierto número de ciclos la tensión destructora se hace constante.

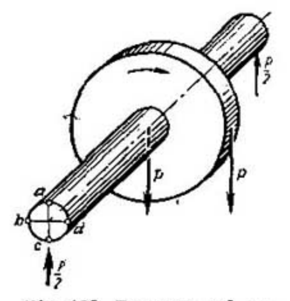


Fig. 182. Esquema del surgimiento de cargas cíclicas en el árbol de una rueda dentada

La ordenada de la sección horizontal de la curva de fatiga es precisamente el límite de fatiga.

Los diagramas de fatiga se construyen en las coordenadas $\sigma - N$ (fig. 183, *a*), en las coordenadas semilogarítmicas $\sigma - \log N$ (fig. 183, *b*) y en las coordenadas logarítmicas $\log \sigma - \log N$ (fig. 183, *c*). El primer procedimiento, ahora, casi no se aplica, porque no permite aclarar la forma de la curva de fatiga en el intervalo de pequeños y grandes números de ciclos. Más frecuentemente se utilizan las coordenadas semilogarítmicas.

La magnitud del límite de fatiga para la mayoría de los aceros de construcción se aclara a 1—10 megaciclos. Estas cifras se toman por base para la determinación del límite de fatiga de los aceros (*número base de los ciclos*). Para las aleaciones no ferrosas (por ejemplo, a base de aluminio) el número del cambio de las cargas, indispensable para definir el límite de fatiga, es mucho mayor (50—100 megaciclos). Incluso después de este número de ciclos, con frecuencia se observa una ulterior caída lenta del límite de fatiga, de donde puede deducirse que para ciertos metales no existe el límite de fatiga en la determinación indicada anteriormente. En estos casos se determina el *límite convencional de fatiga*, como tensión que no provoca la destrucción de la probeta a un determinado número de ciclos (habitualmente 50 megaciclos).

Tampoco existen límites de fatiga netamente expresados en el

caso de tensiones de contacto, tensión cíclica en condiciones de elevadas temperaturas y cuando las piezas trabajan en un medio corrosivo. La tensión destructora en estas condiciones cae continuamen-

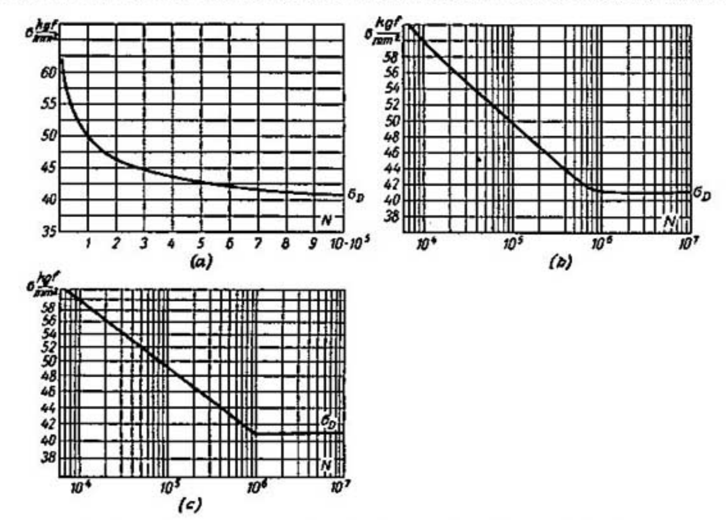



Fig. 183. Diagramas de fatiga ($\sigma_D$ es el límite de fatiga)

te con el aumento del número de ciclos. Se observa también la ausencia del límite de fatiga claramente expresado en las piezas de gran tamaño.

## 5.0.1 Ciclos de tensiones

Se distinguen los siguientes ciclos principales de tensiones:

**simétrico de signos opuestos:** tensiones máxima y mínima de signos opuestos e igual magnitud (fig. 184, *a*);

**asimétrico de signos opuestos:** tensiones máxima y mínima de signos opuestos y distinta magnitud (fig. 184, *b*);

**pulsatorio:** tensiones máximas y mínimas de signos iguales y distinta magnitud (fig. 184, *c*, *d*);

**compuestos:** diversas combinaciones de los ciclos enumerados anteriormente (184, *e*, *f*, *g*).

Las características fundamentales de los ciclos son las siguientes:

$\sigma_{máx}$ es la mayor tensión por su magnitud algebraica en el ciclo (las tensiones de tracción se consideran positivas, las de compresión, negativas);

$\sigma_{mín}$ es la menor tensión por su magnitud algebraica en el ciclo;

$\sigma_m = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{mín}}{2}$ es la tensión media del ciclo;

$\sigma_a = \frac{\sigma_{máx} - \sigma_{mín}}{2}$ es la amplitud de las tensiones del ciclo (la magnitud $2\sigma_a$ se llama *envergadura de las oscilaciones* de las tensiones del ciclo);

$r = \frac{\sigma_{mín}}{\sigma_{máx}}$ es el *coeficiente de asimetría del ciclo* (las tensiones del ciclo se toman con signo algebraico).

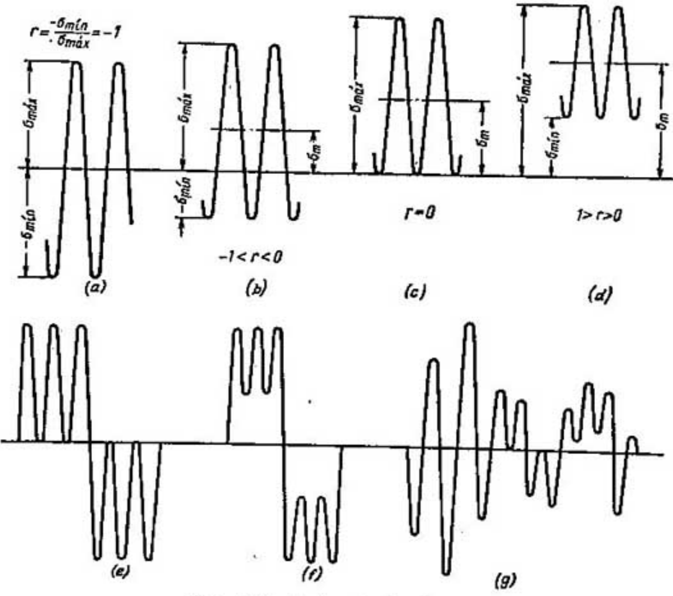



Fig. 184. Ciclos de tensiones

En caso de ciclo simétrico $r = -1$; de asimétrico, $-1 < r < 0$; de pulsatorio (asimétrico de signo constante) $1 > r > 0$; de pulsatorio, en el que la tensión máxima o mínima es igual a cero, $r = 0$.

Los límites de fatiga para los ciclos simétricos se designan: a la flexión $\sigma_{-1}$, a la tracción y compresión $\sigma_{-1t}$, a la torsión $\tau_{-1}$; para los ciclos pulsatorios respectivamente $\sigma_0$, $\sigma_{0t}$ y $\sigma_0$.

El procedimiento más difundido para determinar el límite de fatiga a la flexión simétrica cíclica es el de Veler. Una probeta de

consola o de dos apoyos que gira alrededor de su propio eje con un número constante de revoluciones, se carga con una fuerza de dirección constante. En cada revolución todos los puntos de la superficie de la probeta, en la sección peligrosa, pasan una vez por la zona de tensión máxima de tracción y otra vez pasan por la zona de tensión máxima de compresión, realizando un ciclo completo de flexión simétrica de signos opuestos. La frecuencia de los ciclos es igual al número de revoluciones de la probeta por unidad de tiempo; el número de revoluciones hasta la rotura es igual al número destructor de ciclos.

Este tipo de carga flectora (*flexión circular*) es propio de muchas piezas de maquinaria (por ejemplo, árboles de las ruedas dentadas, transmisiones por correa y por cadena).

Cabe señalar que las condiciones de trabajo del material, con este tipo de carga, se distinguen sustancialmente de otro tipo, que con frecuencia se tropieza, de flexión reiterada (una pieza inmóvil bajo carga cíclica simétrica de dirección constante). En el último caso, a la carga de fatiga se someten sólo dos zonas diametralmente opuestas situadas en el plano de acción del momento flector. En el caso de flexión circular se cargan sucesivamente todas las zonas periféricas de la sección, lo que obligatoriamente ejerce influencia en la longevidad de la probeta. Aquí, las tensiones de tracción y compresión, desplazándose por la periferia de la probeta, con su movimiento en forma de hoz abarcan toda la periferia de la probeta; cada punto de la superficie de la probeta en la sección peligrosa, además de las tensiones máximas que surgen al pasar éste por el plano del momento flector, se somete complementariamente a la acción sucesiva de las tensiones que aparecen y desaparecen, al girar la probeta.

Además, en el caso de flexión circular, las tensiones, cubriendo toda la periferia de la sección de la probeta, encuentran en ésta los puntos más débiles, que se hacen la fuente de las grietas de fatiga, mientras que en la probeta inmóvil los puntos débiles pueden no encontrarse en el plano de acción del momento flector.

Por otro lado, a la flexión circular los sectores del material, saliendo de las zonas cargadas se someten a un reposo térmico periódico. En el caso de flexión plana los sectores cargados trabajan ininterrumpidamente.

### 5.0.2 Longevidad limitada

La rama descendente, izquierda, de la curva de fatiga corresponde a la zona de *longevidad limitada*. Por ésta puede determinarse la longevidad (en ciclos), que tendrán las piezas cargadas por tensiones que superen el límite de fatiga o las tensiones que son las límites para la longevidad prefijada.

La curva de fatiga en la zona de longevidad limitada puede expresarse, en ciertos límites, por la ecuación

$$\sigma^m N = C \tag{90}$$

o bien

$$\sigma = \frac{C}{N^{\frac{1}{m}}}$$

donde $N$ es el número de ciclos;
$m$ es el exponente;
$C$ son las constantes.

Los valores $m$ y $C$ pueden determinarse por las magnitudes $\sigma_D$ y $N_0$ (el límite de fatiga y el número de ciclos correspondiente al límite de fatiga) y por

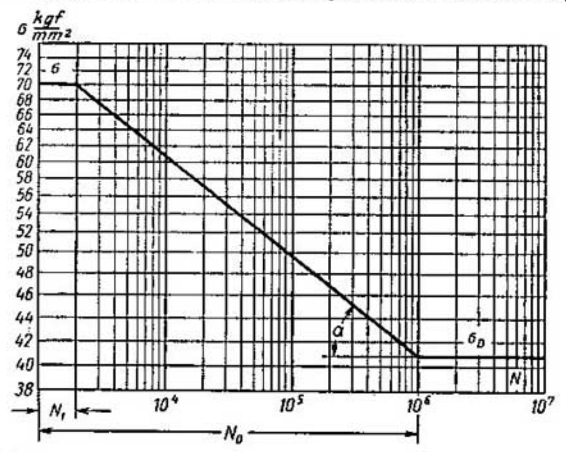



Fig. 185. Para la determinación del exponente $m$ de la curva de fatiga

las magnitudes primarias $\sigma_1$ y $N_1$ (la tensión inicial, próxima al límite de fluencia $\sigma_f$, y el número primario de ciclos, figura 185).

Para estos dos puntos

$$\sigma_1^m N_1 = C; \tag{91}$$

$$\sigma_D^m N_0 = C \tag{92}$$

Igualando las expresiones (91) y (92), obtenemos

$$\sigma_1^m N_1 = \sigma_D^m N_0$$

o bien

$$\left(\frac{\sigma_1}{\sigma_D}\right)^m = \frac{N_0}{N_1}.$$

Por logaritmación, hallamos

$$m = \frac{\log \frac{N_0}{N_1}}{\log \frac{\sigma_1}{\sigma_D}}. \tag{93}$$

Sustituyamos el valor $m$ en la ecuación (92). Entonces

$$\frac{\log \frac{N_0}{N_1}}{\log \frac{\sigma_1}{\sigma_D}}$$

$$C = N_0 \sigma_D$$

En las coordenadas logarítmicas el factor $m$ es igual a la cotangente del ángulo $\alpha$ de inclinación de la rama descendente de la curva de fatiga al eje de las abscisas:

$$m = \frac{\log \frac{N_0}{N_1}}{\log \frac{\sigma_1}{\sigma_D}} = \frac{\log N_0 - \log N_1}{\log \sigma_1 - \log \sigma_D} = \operatorname{ctg} \alpha.$$

Habitualmente, la escala logarítmica para las tensiones es mayor que la escala para el número de ciclos. En este caso

$$m = \frac{\log N_0 - \log N_1}{a\,(\log \sigma_1 - \log \sigma_D)},$$

donde $a$ es el coeficiente que tiene en cuenta la diferencia de las escalas.

Los valores de $m$ dependen de las propiedades del material y de la forma de las piezas. En término medio, para las probetas lisas $m = 8 \div 15$; para las piezas con concentradores de tensiones $m = 3 \div 8$. La magnitud $m$ puede servir, hasta cierto grado, de medida de la resistencia del material a la fatiga. Cuanto menor sea el valor de $m$ (se decir, cuanto más brusca sea la inclinación de la curva de fatiga) tanto menor será la longevidad de las piezas a tensiones que sobrepasen el límite de fatiga y, como regla general, menor el límite de fatiga.

Para longevidad limitada se calculan las piezas fabricadas de materiales que no poseen un límite de fatiga claramente expresado o que tienen una curva de fatiga que cae bruscamente (materiales sensibles a las concentraciones), así como piezas que por condiciones del tamaño o del peso no se les puede dar dimensiones determinadas por la magnitud del límite de fatiga. Asimismo se calculan las máquinas y mecanismos que trabajan con baja frecuencia de ciclos, y los mecanismos en los que los períodos de trabajo se alternan con paradas prolongadas o con el trabajo a pequeñas cargas (máquinas elevadoras de carga de acción periódica), es decir, los mecanismos en los que el número total de ciclos, en todo el período de servicio, es menor que el número de ciclos correspondiente al límite de fatiga.

Las piezas sometidas a cargas de alta frecuencia de acción continua, se calculan según el límite de fatiga con el necesario margen de fiabilidad. La elevación del límite de fatiga provoca una brusca reducción de su longevidad.

Supongamos que un mecanismo trabaja a 2000 r.p.m., es decir, sus piezas experimentan 2000 ciclos por minuto. La longevidad limitada se determina de acuerdo con la ecuación (90) partiendo de la relación

$$\frac{N}{N_0} = \left(\frac{\sigma_D}{\sigma}\right)^m. \tag{94}$$

Aceptemos $N_0 = 10^6$ ciclos, $m = 5$. De la ecuación (94) hallamos que a tensiones iguales a 1,5; 1,2 y 1,1 del límite de fatiga $\left(\frac{\sigma_D}{\sigma} = 0{,}666;\ 0{,}833;\ 0{,}91\right)$. la longevidad es respectivamente igual a 1 h; 3 h 20 min y 5 h. A una tensión igual al límite de fatiga, la longevidad resulta ilimitada. De este modo, la elevación más insignificante de las tensiones calculadas por encima del límite de fatiga, sin dar prácticamente ninguna ventaja de peso o de dimensión, conduce a una enorme disminución de la longevidad.

### 5.0.3 Límites de fatiga

El límite de fati gano es una característica constante del material dado y está sometido a muchas más oscilaciones que las características mecánicas en el caso de carga estática. La magnitud de este límite depende de las condiciones de carga, tipo del ciclo, en particular del grado de su asimetría, metódica de ensayo, forma y dimensiones absolutas de la pieza, tecnología de su fabricación, estado de la superficie y otros factores.

De este modo, es más justo decir que durante las pruebas de fatiga de las probetas patrones se determina no el límite de fatiga del *material*, sino que el límite de fatiga de la *probeta* fabricada de este material. Al pasar de la probeta a la pieza real hay que introducir una serie de correcciones que tienen en cuenta la forma y las dimensiones de la pieza, el estado de su superficie, etc. En relación con esto surgió el concepto de *resistencia a la fatiga de las piezas.*

En esta concepción el límite de fatiga se encuentra lejos de la noción primaria como característica del material, aunque el límite de fatiga, definido en las probetas patrones, sigue considerándose, entre las propiedades fundamentales de resistencia del material.

Ha aparecido también el concepto de *resistencia a la fatiga de los conjuntos* (de las uniones a rosca, prensadas y de otras construcciones de montaje). De este modo, en el concepto de resistencia a la fatiga se incluyen no sólo los factores de las propiedades del material y de la forma geométrica de las piezas, sino también los factores de la *interacción con las piezas contiguas.*

Cada vez se emplean más los ensayos naturales, en los cuales se determina la longevidad y el límite de fatiga de las piezas y de los conjuntos.

Los límites de fatiga a la flexión tienen un valor mínimo en el caso de ciclo simétrico de signos opuestos, aumentan con la elevación del grado de su asimetría, crecen en la zona de cargas pulsatorias y con la disminución de la amplitud de las pulsaciones se aproximan a los índices de la resistencia mecánica estática del material.

Los límites de fatiga a la tracción y compresión son aproximadamente 1,1—1,5 veces mayores, y a la torsión 1,5—2 veces menores que en el caso de flexión simétrica de signos opuestos.

Entre las características de resistencia a la fatiga y estática no hay una dependencia determinada. Entre $\sigma_{-1}$ (límite de fatiga a la flexión con ciclo simétrico) y $\sigma_r$ (límite de resistencia a la rotura), así como $\sigma_{0,2}$ (límite convencional de fluidez a la tracción estática) existen las relaciones más estables.

Según datos experimentales estas relaciones son las siguientes: para el acero

$$\sigma_{-1} = (0,2 \div 0,3)\,\sigma_r \left(1 + \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_r}\right);$$

para el acero fundido, la fundición de alta resistencia y las aleaciones a base de cobre

$$\sigma_{-1} = (0,3 \div 0,4)\,\sigma_r;$$

para las aleaciones a base de aluminio y de magnesio

$$\sigma_{-1} = (0,25 \div 0,5)\,\sigma_r;$$

para la fundición gris

$$\sigma_{-1} = (0,3 \div 0,6)\,\sigma_r.$$

Sobre la base de los resultados de los ensayos de fatiga de los aceros de construcción mejorados, Shimek obtuvo las siguientes

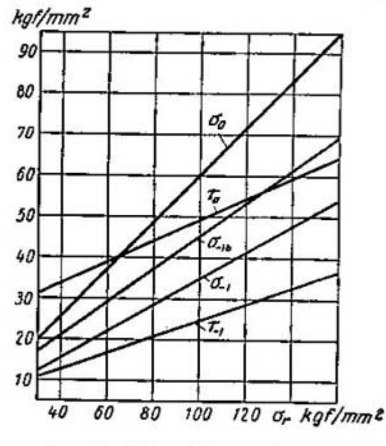



Fig. 186. Límites de fatiga para distintos ciclos de carga en función de la resistencia a la tracción $\sigma_r$ (según Shimek)

dependencias (fig. 186) de los límites de fatiga de la resistencia a la rotura $\sigma_r$:

a la tracción y compresión con ciclo simétrico

$$\sigma_{-1} = 0,33\sigma_r + 1,25;$$

a la tracción y compresión con ciclo pulsante

$$\sigma_0 = 0,58\sigma_r + 2,3;$$

a la flexión con ciclo simétrico

$$\sigma_{-1b} = 0,4\sigma_r + 5,7;$$

a la torsión con ciclo simétrico

$$\tau_{-1} = 0,2\sigma_r + 4,8;$$

a la torsión con ciclo pulsante

$$\tau_0 = 0,25\sigma_r + 24,2.$$

Los límites de fatiga con ciclo simétrico están vinculados entre sí por las siguientes dependencias aproximadas:

$$\sigma_{-1} = (1 \div 1,5)\,\sigma_{-1p};$$

$$\tau_{-1} = (0,5 \div 0,7)\,\sigma_{-1}.$$

Los límites de fatiga en ciclos pulsante y simétrico de signos opuestos están relacionados por las siguientes dependencias aproximadas:

a la flexión

$$\sigma_0 = (1,4 \div 1,6)\,\sigma_{-1};$$

a la tracción

$$\sigma_{0t} = (1,5 \div 1,8)\,\sigma_{-1t};$$

a la torsión

$$\tau_0 = (1,4 \div 2)\,\tau_{-1}.$$

Los límites de fatiga en el caso de ciclos asimétricos pueden definirse aproximadamente de acuerdo con las dependencias empíricas entre la tensión máxima del ciclo $\sigma_{máx}$, la tensión media del ciclo $\sigma_m$ y la amplitud límite del ciclo $\sigma_a$.

Una de estas dependencias es la siguiente:

$$\sigma_{máx} = \sigma_{-1t}\left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_r}\right)^2\right] + \sigma_m;$$

$$\sigma_a = \sigma_{-1t}\left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_r}\right)^2\right],$$

donde $\sigma_r$ es la resistencia a la rotura a la tracción estática.

Las correlaciones aportadas dan una representación sólo sobre las leyes generales. Para los cálculos es necesario hacer uso de los datos insertados en la literatura de consulta sobre la resistencia a la fatiga.

### 5.0.4 Diagramas generalizados de fatiga

La relación entre la magnitud del límite de fatiga, la tensión media del ciclo y el coeficiente de asimetría del ciclo se representa en forma de diagramas generalizados. Los diagramas de Smith (fig. 187) son los que tienen mayor difusión. La línea de las tensiones medias de los ciclos $\sigma_m = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{mín}}{2}$ que es a la vez la línea de cero de las amplitudes, se traza bajo un ángulo de 45° respecto del eje horizontal de abscisas; en el eje de ordenadas se traza la escala de las tensiones. En la línea de cero se trazan las amplitudes de las tensiones caracterizadas por los valores de las tensiones $\sigma_{máx}$

y $\sigma_{min}$, halladas de la experiencia y seguras para cada magnitud dada de $\sigma_m$. La envolvente *ABC* de los puntos $\sigma_{máx}$ representa los

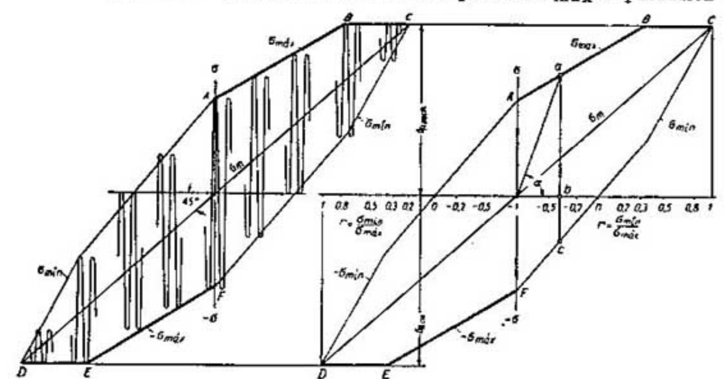



Fig. 187. Diagrama de Smith (material con igual resistencia a la tracción y compresión)

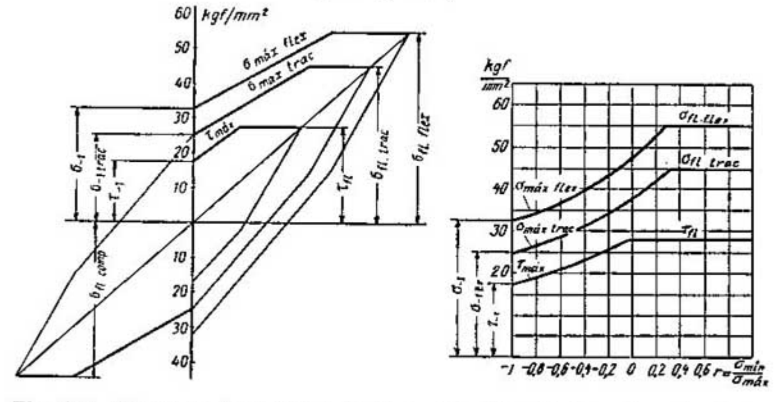



Fig. 188. Diagrama de Smith para los casos de carga a la flexión circular, tracción y compresión cíclica y torsión cíclica

Fig. 189. Resistencia a la fatiga por flexión circular, tracción y compresión cíclica y torsión cíclica, en función del coeficiente de asimetría del ciclo *r*

límites de fatiga a la tracción, la envolvente *DEF* de los puntos $(-\sigma_{máx})$, los límites de fatiga a la compresión. El límite superior para $\sigma_{máx}$ se considera la magnitud del límite de fluidez a la tracción

$\sigma_{f.trac}$ (línea $BC$), para ($-\sigma_{máx}$), la magnitud del límite de fluidez a la compresión $\sigma_{f.com}$ (línea $DE$).

El coeficiente de asimetría del ciclo $r = \frac{\sigma_{mín}}{\sigma_{máx}}$ para un punto arbitrario $a$ se determina como la relación de los segmentos $\frac{bc}{ab}$ (el primero corresponde a $\sigma_{mín}$, el segundo a $\sigma_{máx}$). Cada segmento se toma con su signo.

El valor $r$ puede también determinarse de la relación

$$r = \frac{2}{\operatorname{tg} \alpha} - 1,$$

donde $\alpha$ es el ángulo de inclinación del rayo que une el punto $a$ con el origen de los ejes de coordenadas.

Disponiendo de los diagramas de Smith para determinados materiales y tipos de carga puede realizarse el cálculo de la fatiga para cualquier valor del coeficiente de asimetría del ciclo.

En la figura 188 se muestra esquemáticamente el diagrama de Smith para el acero de construcción para tres tipos de carga: flexión circular, tracción y compresión cíclica y torsión cíclica. Los diagramas para la flexión y torsión se construyen sólo por un lado del eje de ordenadas, ya que éstos abarcan, en esta zona, todos los tipos posibles de estados tensados.

Para la utilización práctica son más convenientes los diagramas que representan los límites de fatiga para distintos tipos de carga en función del coeficiente de asimetría del ciclo $r$ (fig. 189) que contiene en forma concisa los mismos datos que los diagramas de Smith.

### 5.0.5 Curvas de deterioro

En la magnitud de la resistencia a la fatiga influyen las sobrecargas a las que la pieza se somete antes de ser cargada. Uno de los métodos de cálculo de la influencia que ejercen las sobrecargas, propuesto por French, consiste en construir las *curvas de deterioro* (curvas de French). Este método consiste en cargar previamente las probetas con tensiones que superen el límite de fatiga, para distinto número de ciclos, y en el ulterior ensayo de estas probetas a tensiones al nivel del límite de fatiga.

Supongamos que las probetas se someten a una tensión igual a 1,5 de la magnitud del límite de fatiga a $10^4$; $5 \cdot 10^4$; $10^5$; $5 \cdot 10^5$, etc. ciclos. Durante el ulterior ensayo a la fatiga, parte de las probetas sometidas a sobretensión de una duración, supongamos, mayor de $10^5$ ciclos, se rompe; las probetas sometidas a sobretensión a un número menor de ciclos quedan enteras. Esto significa que a un número de ciclos mayor de $10^5$, en el metal surgen deterioros incorregibles que hacen la pieza incapaz de trabajar a carga cíclica, incluso con tensiones que se encuentren al nivel del límite de fatiga. Por el

contrario, una duración de la carga menor de $10^5$ ciclos, no es peligrosa. El punto que corresponde a la tensión igual a 1,5 del límite de fatiga y a la duración de $10^5$ ciclos se marca en el diagrama de fatiga. El lugar geométrico de tales puntos para distintos niveles

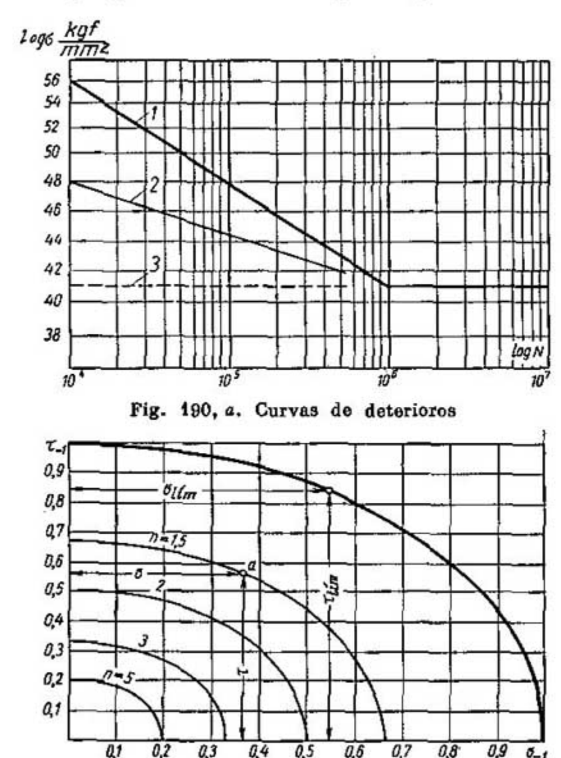



**Fig. 190, *a*. Curvas de deterioros**

**Fig. 190, *b*. Relación entre las tensiones admisibles de cizalladura τ y de extensión σ en el caso de estado tensado biaxial (torsión y flexión simétrica)**

de sobretensiones y sus correspondientes duraciones seguras, evidentemente determina en el diagrama la zona de sobrecargas seguras.

La curva típica de deterioro (en las coordenadas log $\sigma$ — log $N$) se muestra en la figura 190, *a*. Las sobrecargas dispuestas debajo de la curva *2* de deterioro son seguras y las dispuestas entre las curvas *1* y *2*, inadmisibles.

Cuanto más cerca esté la curva *2* de la *1*, tanto mayor capacidad tendrá el material de resistir la acción de las sobrecargas. Para algunos materiales resistentes con un tratamiento térmico óptimo las curvas *2* de French, prácticamente coinciden con los sectores inclis nados de las curvas *1* de Veler. En otros materiales (por ejemplo, lo- aceros al carbono recocidos) las curvas *3* de French son la prolongación de la parte horizontal de la curva *1* de Veler. Esto significa que tales materiales no soportan en absoluto las sobrecargas; las piezas hechas de estos materiales deben calcularse según el límite de fatiga, ncluso en la zona de longevidad limitada.

### 5.0.6 Resistencia a la fatiga en estados tensados complejos

El problema sobre la resistencia a la fatiga en *estados tensados complejos* aún no se ha estudiado del todo. Mejor que otros se ha investigado el estado tensado biaxial, en el cual actúan al mismo tiempo las tensiones tangenciales y normales cíclicas que varían simétricamente (la torsión, tracción y compresión cíclicas, la torsión y flexión cíclica). Los valores límite de la tensión normal $\sigma_{lím}$ y las tensiones límites de cizalladura $\tau_{lím}$, hallados experimentalmente para este caso, pueden expresarse por la dependencia de tipo elíptico:

$$\left(\frac{\sigma_{lím}}{\sigma_{-1}}\right)^2+\left(\frac{\tau_{lím}}{\tau_{-1}}\right)^2=1,$$

donde $\sigma_{-1}$ y $\tau_{-1}$ son respectivamente los límites de fatiga para la tracción y compresión pura y torsión simétrica pura.

Para una magnitud prefijada de $\sigma_{lím}$ la magnitud admisible de la tensión de cizalladura que actúa simultáneamente es

$$\tau_{lím}=\tau_{-1}\sqrt{1-\left(\frac{\sigma_{lím}}{\sigma_{-1}}\right)^2}$$

y, por el contrario, para una magnitud prefijada de $\tau_{lím}$ la magnitud admisible de la tensión de tracción y compresión que actúa simultáneamente es

$$\sigma_{lím}=\sigma_{-1}\sqrt{1-\left(\frac{\tau_{lím}}{\tau_{-1}}\right)^2}.$$

Esta dependencia está representada en la figura 190, *b* (curva gruesa). Cualquier combinación de las tensiones $\tau$ y $\sigma$ que se encuentran entre la curva limitadora $\tau_{lím}-\sigma_{lím}$ y los ejes de coordenadas (por ejemplo, el punto *a*), es segura. El coeficiente de fiabilidad para cada combinación puede determinarse, construyendo una red de curvas de igual fiabilidad con la disminución de los valores $\tau_{-1}$ y $\sigma_{-1}$ proporcionalmente al coeficiente de fiabilidad $n$ (curvas finas).

Los diagramas del tipo de la figura 190, $b$ se han construido para el caso de ciclos *simétricos* de signos opuestos con valores de $\tau$ y $\sigma$ que varían *cofásicamente*. Las leyes que se derivan de estos diagramas se propagan también a los ciclos asimétricos, así como en el caso de variación acofásica de $\tau$ y $\sigma$.

La resistencia a la fatiga en regímenes no estacionarios de variación de $\tau$ y $\sigma$, así como en estados tensados triaxiales, se ha estudiado insuficientemente.

### 5.0.7 Influencia que ejerce el carácter de la carga en el límite de fatiga

La influencia que ejercen en el límite de fatiga las *frecuencias de los ciclos y las velocidades del cambio de las tensiones* en los límites del ciclo, se han estudiado insuficientemente.

Se ha establecido que con el aumento del número de ciclos por unidad de tiempo aumenta la resistencia a la fatiga, particularmente se revela a una frecuencia superior a 1000 ciclos por minuto. Para algunos materiales se ha establecido la dependencia exponencial

$$N = A\mu^{\frac{1}{2}},$$

donde $N$ es el número de ciclos hasta la rotura;
$\mu$ es la frecuencia de los ciclos;
$A$ es una constante.

La elevación del límite de fatiga con el aumento de la frecuencia de los ciclos puede explicarse por que las deformaciones plásticas se realizan a pequeña velocidad (a una velocidad cien veces menor que la de las deformaciones elásticas que, como es conocido, es igual a la velocidad de propagación del sonido en el medio dado). La elevación de la frecuencia de los ciclos ahoga (reprime) las deformaciones plásticas en los microvolúmenes del metal, precedentes a la aparición de grietas de fatiga.

La teoría de la fatiga comprende los siguientes apartados particulares: fatiga a carga cíclica de impacto (*fatiga por impacto*), a carga cíclica por contacto (*fatiga por contacto*), a temperaturas elevadas y a oscilaciones periódicas de las temperaturas (*fatiga por termoesfuerzos*). Las leyes de la resistencia a la fatiga, en estas condiciones aún no se han estudiado suficientemente.

### 5.0.8 Naturaleza de la rotura por fatiga

La rotura por fatiga es el resultado de las deformaciones elásticas y elasto-plásticas múltiples que se alternan con rapidez y que, en virtud de la hetereogeneidad del material, se distribuyen irregularmente por el volumen de la pieza. Las roturas primarias surgen en los microvolúmenes orientados desfavorablemente con relación a la acción de la carga, pretensados por las tensiones residuales y debili-

tados por los defectos locales. Acumulándose y sumándose gradualmente, los deterioros locales dan principio a la rotura total de la pieza.

En los procesos de deterioro por fatiga, desempeña un gran papel el foco del desprendimiento de calor en los microvolúmenes que se someten a las deformaciones. Como resultado de la elevación de la temperatura, disminuye la resistencia mecánica del material en los microvolúmenes, lo que facilita la formación de nuevos desplazamientos plásticos que, a su vez, provocan el aumento de la temperatura.

El desprendimiento de calor en los microvolúmenes es tanto mayor, cuanto más amplitud tienen las tensiones y menor es el coeficiente de asimetría del ciclo. Por otro lado, la magnitud del aumento local de la temperatura depende de las propiedades del material y de sus componentes estructurales. La elevación de la temperatura en los microvolúmenes es tanto mayor cuanto menor es la conductibilidad térmica y la capacidad térmica del material y mayor su tenacidad cíclica que determina (en la fase de deformaciones elásticas) la parte de la conversión irreversible de energía de las oscilaciones en energía térmica.

Desde este punto de vista, es explícito que la resistencia a la fatiga tiene el menor valor en el caso de ciclos simétricos de las tensiones que provocan las mayores cizalladuras dirigidas opuestamente. Por lo visto, con esto puede explicarse también que las altas sobrecargas, pero de corta duración, no provocan la disminución de la resistencia a la fatiga: el calor que surge en los microvolúmenes sobretensados se dispersa en los macizos circundantes del material, en relación con lo cual la resistencia mecánica de los volúmenes sobretensados se restablece.

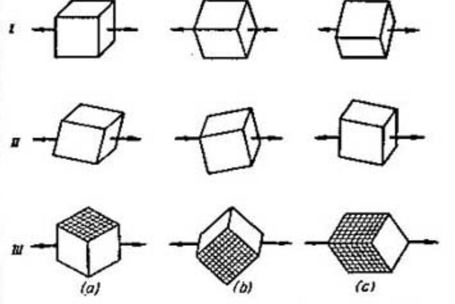


Fig. 191. Orientación de las cristalitas respecto a las fuerzas efectivas: *I — II* — favorable; *III* — desfavorable

El proceso de surgimiento de grietas de fatiga consta de varias etapas. Las grietas nacen en las primeras etapas de carga en los límites de las cristalitas (límites intergranulares) como resultado de los desplazamientos plásticos de los paquetes de planos cristalinos, orientados paralelamente a la acción de las tensiones tangenciales máximas, es decir, dirigidas bajo un ángulo aproximadamente de 45° respecto a las tensiones extensibles (tensiones octaédricas). Según sea la orientación del grano, los desplazamientos pueden tener lugar en un plano, simultáneamente por dos (fig. 191, *III*, *a*, *b*) o por tres (fig. 191, *III*, *c*) planos.

En una etapa determinada de carga, el grosor del metal representa un mosaico de granos que se somete a deformación plástica (fig. 192) y de granos que no experimentan deformaciones plásticas, en virtud de una orientación más favorable de los planos cristalinos respecto a la acción de las tensiones tangenciales.

La formación de gérmenes de fisura en los límites del grano es el resultado de la reproducción y desplazamiento (difusión) dirigido de las dislocaciones del tipo de lagunas hacia los límites intergranulares. La velocidad de difusión es proporcional a la magnitud de las tensiones y la temperatura. La difusión se acelera como resultado del microcalentamiento del material.

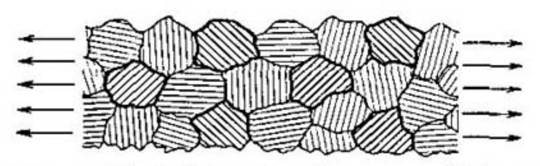


Fig. 192. Esquema del estado tensado en la capa superficial a una carga de extensión (con líneas llenas se destacan los granos con planos cristalinos paralelos a las tensiones tangentes)

La acumulación de lagunas hace la estructura más porosa, conduce al surgimiento de submicroaberturas y, a fin de cuentas, a la formación de grietas primarias.

En las fases primarias, el proceso es reversible. Al cesar la acción de las tensiones (períodos de reposo) las lagunas emigran en sentido inverso; las acumulaciones de lagunas se dispersan gradualmente, distribuyéndose de modo uniforme en los microvolúmenes del grano; el material vuelve al estado inicial. Este proceso puede acelerarse elevando la temperatura. Como demuestran los experimentos, los deterioros primarios pueden curarse por medio de un calentamiento de corta duración.

Si las tensiones siguen actuando, el proceso de acumulación de deterioros se desarrolla. Propagándose gradualmente, las grietas primarias salen a la superficie del grano. Aquí, su desarrollo se detiene principalmente debido al obstáculo creado por la distinta orientación cristalina de los granos contiguos; la distinta orientación de las superficies cristalinas conduce al acuñamiento de los desplazamientos plásticos.

Otro obstáculo son las capas intercaladas intergranulares que, debido a la presencia de impurezas, poseen una red cristalina muy deformada, la cual a veces se distingue por su tipo de la red cristalina del grano.

Se forma una barrera original intergranular que frena eficazmente la propagación de las grietas. Para vencer esta barrera, hace falta una tensión que sobrepase considerablemente la tensión provocada por los desplazamientos intragranulares. La magnitud de la

tensión disruptiva depende de la resistencia de la capa intercalada y del grado de distinta orientación de los planos cristalinos de los granos separados por la capa intercalada. Por lo visto, lo más fácil es superar las capas intercaladas entre granos con planos cristalinos de una misma orientación. No obstante, estos casos son estadísticamente raros.

La magnitud media de la tensión indispensable para vencer las barreras intergranulares determina la resistencia a la fatiga del material. El límite de fatiga puede ser considerado como nivel medio de la tensión, con el cual los gérmenes de grietas quedan aún en los límites de los granos y parcial o completamente desaparecen en los períodos de reposo.

La resistencia del material por los *desplazamientos intragranulares* depende de sus propiedades físico-mecánicas y de la estructura cristalina fina del grano. Tiene gran significación la magnitud de los bloques (de un tamaño de hasta varias centésimas de μ) cristalinos diminutos (*subgranos*), de los cuales está compuesto el grano. El afino de los bloques cristalinos, el aumento del grado de su distinta orientación, así como la distorsión de la red cristalina atómica, a causa de las impurezas, que aparecen como resultado del endurecimiento por deformación en frío, el desprendimiento de fases secundarias y la formación de estructuras desequilibradas (de temple), aumentan la resistencia a los desplazamientos intragranulares y elevan la resistencia a la fatiga del material. En esto, en esencia, reside el efecto endurecedor de la aleación, tratamiento térmico y deformación plástica.

Si el nivel de tensiones referido a todo el espesor del material es inferior al límite de fatiga, las grietas primarias pueden quedarse prácticamente un tiempo ilimitado en los límites de distintos granos, sin provocar una disminución sustancial de la resistencia mecánica de la pieza. Si las tensiones, por toda la pieza o en sus distintos volúmenes, sobrepasan el límite de fatiga (por ejemplo, en virtud de la concentración local de tensiones), las grietas vencen las barreras intercristalinas y se propagan a todo el espesor del metal.

Saliendo de los límites del grano, la grieta se agranda a saltos, convirtiéndose en *macrogrieta* y varía la dirección, avanzando perpendicularmente a la acción de las tensiones máximas de extensión. El desarrollo de la grieta se acelera debido al surgimiento de una concentración brusca de tensiones en su base. El calentamiento que tiene lugar durante la rotura local, ablanda el metal y, a su vez, facilita la propagación de la grieta.

La macrogrieta puede crecer bajo la acción de tensiones mucho más bajas que las necesarias para salvar la barrera intergranular, con la particularidad de que las tensiones indispensables para la propagación de la grieta disminuyen a medida de su crecimiento.

Al salir a la superficie de la pieza, la grieta se propaga a la profundidad, avanzando por los sectores más débiles del material.

Al mismo tiempo se desarrolla un gran número de grietas. No obstante, en una etapa determinada el proceso se localiza: aumenta principalmente una grieta o un grupo de grietas contiguas que han

adelantado en su desarrollo a las demás, en virtud de la concentración, en el sector dado, de defectos del material, de las pretensiones locales de rotura o en virtud de la orientacion desfavorable de los cristales respecto a las tensiones efectivas. Las grietas contiguas se unen, formando un sistema ramificado profundo. Ya no surgen nuevos desplazamientos plásticos ni grietas, y las que consiguieron formarse cesan o desaceleran su desarollo, ya que todas las deformaciones las percibe la grieta principal. La propagación de la grieta principal, a fin de cuentas, conduce a la rotura de la pieza debido a la disminución de su sección neta.

En contraposición a las primeras etapas del surgimiento de las grietas intragranulares e intergranulares que se desarrollaron en el curso de un tiempo prolongado, la rotura definitiva empieza bruscamente y lleva un carácter de rotura frágil.

En las fracturas por fatiga suelen aparecer dos zonas bruscamente distintas. La zona de propagación de la grieta de fatiga tiene una superficie en forma de porcelana mate característica de las fracturas con predominio de rotura transcristalina (*fractura de esquisto*). En los bordes de la grieta se suelen ver, con frecuencia, sectores de endurecimiento por deformación en frío lisos hasta brillar, que es el resultado del impacto, chafadura y frote de las paredes de la grieta durante las deformaciones periódicas del material.

La zona de rotura definitiva tiene la superficie cristalina propia de las fracturas por fragilidad con predominio de rotura intercristalina (por ejemplo, fracturas por impacto y fracturas de materiales quebradizos). En la zona de rotura se suele ver un dibujo rayado, formado por una serie de líneas paralelas, es decir, de huellas de avance a saltos de la grieta a medida de la acumulación de ciclos del cambio de carga.

Las grietas primarias, en todos los casos de carga, surgen casi siempre en la capa superficial de un espesor no más de tres diámetros del grano (para los aceros, de un espesor de 0,05—0,2 mm por término medio). Con frecuencia las grietas se forman en los fragmentos de los granos, dispuestos en la superficie, cortados por la acción del tratamiento mecánico precedente.

De este modo, la capa superficial tiene determinante significación para la resistencia a la fatiga. Y es ésta particularmente grande, porque en la mayoría de los casos de carga (flexión, torsión, estados tensados complejos) la capa superficial se somete a tensiones máximas.

La importancia particular de la capa superficial se explica por una serie de causas.

En primer lugar, cabe señalar los factores puramente físicos. Como se deduce de las leyes físicas, la distribución de los átomos en la capa superficial es más densa que en las capas subyacentes.

Como resultado de la interacción con las capas subyacentes menos densas, en la capa superficial surgen tensiones de tracción y se forman porosidades que son las fuentes potenciales de la formación de grietas.

En segundo lugar, las partículas de metal que salen a la superficie, poseyendo sólo enlaces metálicos unilaterales con el metal subya-

cente, tienen elevada actividad y entran fácilmente en relación con las partículas del medio ambiente. En la superficie de afloramiento del metal se forman películas adsorbidas de vapor, gas, humedad, óxidos, etc., muy sólidas, que no se pueden quitar por medio de los procedimientos mecánicos y químicos usuales. Estas películas adsorbidas, penetrando a través de la microgrieta a la profundidad del metal, alteran la continuidad del mismo y provocan el debilitamiento de la capa adyacente a la superficial. Tiene gran significación la acción desacuñante de las películas finísimas de las sustancias superficialmente activas que penetran en las hendiduras submicroscópicas en la superficie del metal. Si la anchura de las hendiduras es del orden de centésimas de micrón las películas desarrollan altas presiones (que alcanzan varios centenares y miles de atmósferas) que contribuyen a la destrucción del metal.

En tercer lugar, hay que señalar los factores tecnológicos. La capa superficial siempre en mayor o menor grado está deteriorada por el mecanizado anterior. El tratamiento mecánico, incluso el más fino, provoca inevitablemente profundos cambios en la capa superficial. Representando, en realidad el proceso de la deformación plástica y la rotura del metal, el tratamiento mecánico va acompañado por el corte de los granos, por la fragmentación y extracción de diversos granos, por la aparición de microgrietas y por el surgimiento en las capas superficiales y adyacentes a éstas de altas tensiones residuales de rotura próximas al límite de fluencia del material. El desprendimiento de calor durante el tratamiento mecánico provoca una recristalización parcial de la capa superficial y, a veces, va acompañado de transformaciones de fase y estructurales.

En el proceso del tratamiento térmico con frecuencia se produce la descarburación de la capa superficial, es decir, la descomposición de la perlita y cementita con la formación de una costra de ferrita no sólida.

En cuarto lugar, la superficie del metal está sometida a los ataques de todos los tipos de corrosión que aparecen en la explotación y que provocan profundos deterioros en la capa superficial. La corrosión suele propagarse por las microgrietas y capas intercaladas intergranulares.

Las superficies que trabajan en condiciones de rozamiento, están sometidas además a otro tipo de debilitamiento, al desgaste.

Acompañado por el cambio de la microgeometría y alteración de la estructura de la capa superficial, el desgaste conduce a una disminución sustancial de la resistencia a la fatiga.

De este modo, en la capa superficial se concentran innumerables y diversos submicro, micro y macrodefectos provocados por factores mecánicos, físicos y químicos e inevitables por las condiciones tecnológicas de la formación de la capa superficial, así como en virtud del papel peculiar de la capa exterior como superficie de separación entre el metal y el medio ambiente. Puede decirse que la capa superficial es el *concentrador de tensiones* inherente de cada pieza, cuya

influencia se puede debilitar con un complejo de medidas, pero no se puede eliminar totalmente.

Todos los factores que alteran la continuidad y la homogeneidad de la capa superficial y que provocan focos de elevadas tensiones de rotura, facilitan el surgimiento y desarrollo de las grietas primarias y disminuyen de un modo brusco la resistencia a la fatiga del material. Por el contrario, la compactación de la estructura poroso natural de la capa superficial, la creación en ésta de tensiones previas de compresión, aunque sólo sea a poca profundidad (endurecimiento por chorro con perdigones, rodillado), aumenta considerablemente la resistencia del material a las cargas cíclicas.

La simple eliminación de la capa superficial defectiva realizada con procedimientos que no la deteriore nuevamente (microrectificado, pulido), eleva la resistencia mecánica cíclica. Se ha observado que el pulido profundo reiterado de las probetas en el proceso de ensayo a la fatiga eleva bruscamente su longevidad. Esto se puede explicar por el alejamiento parcial de la capa superficial junto con las grietas primarias formadas en ésta en las etapas precedentes de ensayo, que tienen lugar por la compactación de la capa superficial durante el pulido, así como por la cicatrización parcial de las microgrietas formadas en dicha capa.

El problema de elevar la resistencia a la fatiga reside ante todo en endurecer la capa superficial. Esto se consigue con el tratamiento químico-térmico, con la aleación por difusión térmica superficial, la compactación de la capa superficial, valiéndose del endurecimiento por deformación en frío, etc. Una importancia esencial tiene la eliminación de los macro y microdefectos en la capa superficial, en particular, de los defectos relacionados con el tratamiento mecánico.

En las piezas huecas, del tipo de tubos que se someten a tensiones de tracción o a tensiones complejas con predominio de las de tracción, el estado de la superficie interior desempeña un papel tan importante como el estado de la exterior. Las superficies interiores de este tipo de piezas conviene someterlas a tratamiento endurecedor y controlar escrupulosamente la existencia de defectos.

Como se ha aclarado por los experimentos, la resistencia a la fatiga (en oposición a los índices de la resistencia estática) depende poco del tamaño del grano, lo que a primera vista parece paradógico: al parecer, los metales de granos finos con red densa endurecedora de las superficies de despegue deberían resistir mejor las cargas cíclicas que los metales de grano grueso con red poco densa. En efecto, este fenómeno es absolutamente regular.

La resistencia a la fatiga se determina por la tensión necesaria para vencer las *primeras* barreras intercristalinas. Después de romper estas barreras el desarrollo de la grieta es más fácil. La grieta primaria, ensanchándose se propaga por la vía habitual para las macrogrietas (a temperaturas moderadas, ordinariamente de modo transcristalino) venciendo con facilidad todas las barreras sucedientes.

### 5.0.9 Concentración de tensiones

La resistencia a la fatiga de las piezas cae intensamente en presencia de debilitamientos, transiciones bruscas, ángulos entrantes, etc., que provocan la concentración local de tensiones. En los sectores de debilitamiento surgen cambios bruscos de tensiones, cuya máxima magnitud puede ser 2—3 y más veces mayor que el nivel medio de las tensiones que actúan en esta sección de la pieza (fig. 193, *a*).

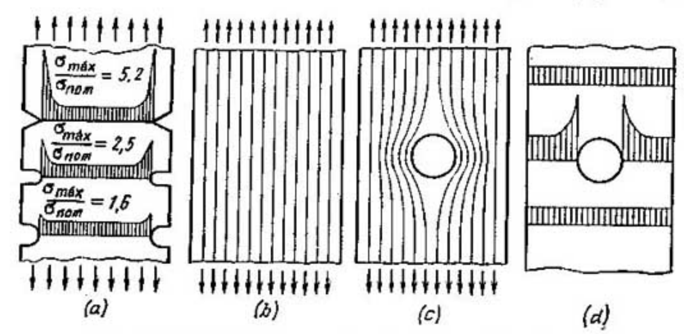



Fig. 193. Flujo de fuerza en la pieza sometida a tracción

Ya que la intensidad de los deterioros primarios por fatiga se determinan por la velocidad de difusión de las lagunas, y esta última es proporcional a la magnitud de las tensiones efectivas, en los sectores de concentración de tensiones surge aceleradamente la porosidad del metal, precedente a la formación de grietas de fatiga. A consecuencia de esto los deterioros por fatiga en las zonas de concentración de tensiones adelantan los deterioros en los demás sectores de la pieza.

El grado de elevación de la tensión depende, en primer lugar, del tipo y forma de debilitamiento. Cuanto mayor sea el salto de las secciones en el sector de transición y más brusco el paso, tanto más alta será la tensión local máxima.

El fenómeno de concentración de tensiones está bien estudiado teórica y experimentalmente.

A continuación se expone un esquema simplificado del surgimiento de concentración de tensiones fundamentado en el fenómeno de distorsión del flujo de fuerza en la zona de debilitamiento. Sin reflejar todas las complejidades de los fenómenos, el esquema representa con evidencia y suficiente exactitud el cuadro de la concentración de tensiones y permite hacer determinadas conclusiones prácticas.

Supongamos que una barra se estira por la fuerza $P$ (fig. 193,*b*) y la carga la soporta uniformemente toda la sección. En cada punto de la sección la carga se transmite por las fuerzas de enlace interno del material a los puntos contiguos.

Las trayectorias de transmisión de la carga de un punto a otro, a lo largo del cuerpo de la pieza, se llaman *líneas de fuerza* (en la figura éstas se muestran convencionalmente con líneas finas) y el conjunto de estas últimas, *flujo de fuerza*.

Las líneas de fuerza son continuas y no pueden interrumpirse en ningún punto. Esto significaría una alteración local del enlace entre los puntos contiguos, es decir, el comienzo de la rotura del material. Por consiguiente, el número de líneas de fuerza debe ser igual en cualquier sección de la pieza.

La densidad del flujo de fuerza (número de líneas en una unidad de área de la sección transversal) determina la magnitud de las tensiones. Si la sección de la pieza disminuye, por ejemplo, debido a la presencia de un agujero central (fig. 193, *c*) en el cuerpo de la pieza, entonces en los sectores de estrechamiento las líneas de fuerza se espesan, lo que va acompañado de un aumento de la tensión. Esto se tiene en cuenta en el cálculo nominal de la resistencia mecánica.

Pero junto con esto, las líneas de fuerza rodeando el obstáculo, se encorvan. Esto significa que las fibras del material, dispuestas cerca de los obstáculos, bajo la acción de la carga de extensión experimentan no sólo extensión, sino también flexión.

En el caso de un agujero interior las fibras que experimentan flexión, bajo la acción de las fuerzas de extensión tienden a converger en el centro, provocando la compresión transversal del material en el sector de disposición del agujero y, como si estrechara éste. Como resultado de la adición de estas tensiones con en el sector debilitado cerca del agujero aparece un salto de tensiones las tensiones de tracción, (fig. 193, *d*).

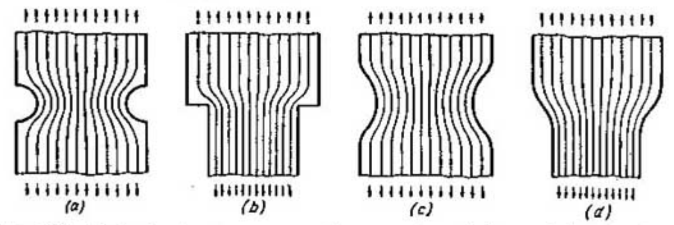



Fig. 194. Flujo de fuerza en una pieza con transiciones de las secciones

Un cuadro análogo se observa en el caso de cavetos situados por los lados de la pieza (fig. 194, *a*). Las líneas de fuerza, en este caso, sufren distorsión en el sector de disposición de los cavetos. Las fibras flexionadas tienden a separarse hacia los lados provocando la extensión transversal del material cerca de los cavetos y como si se abrieran estos últimos.

En presencia de cambios escalonados bruscos de las secciones (fig. 194, *b*) las líneas de fuerza también se encorvan. En los sectores situados por encima de la transición, el material se somete a compresión transversal y en los sitios, por debajo de la transición, extensión transversal. Las fibras estiradas, tendiendo a abrir los ángulos entrantes de transición, provocan elevadas tensiones locales de rotura. La magnitud de la compresión y tracción transversal es proporcional al ángulo de inclinación de las líneas de fuerza.

Las tensiones de extensión se pueden disminuir considerablemente, dando a las transiciones contornos suaves (fig. 194, *c*, *d*). La curvatura de las líneas de fuerza, en este caso, disminuye, la resistencia mecánica del sector debilitado, aumenta. En el caso de flexión y torsión de las piezas con debilitamientos locales, se observa un cuadro semejante al representado en las figuras 193-194.

De lo dicho anteriormente se desprende que uno de los medios eficaces para reducir las tensiones en los sectores de debilitamiento reside en dar a las transiciones contornos suaves.

*Los desconcentradores de tensiones*, es decir, los debilitamientos locales complementarios aplicados cerca de la fuente fundamental de las concentraciones dan cierto efecto positivo.

En la pieza que se somete a la extensión y que tiene concentrador en forma de agujero central (fig. 195, *a*) como desconcentradores de tensiones pueden servir los agujeros complementarios de pequeño diámetro, alineados con el agujero fundamental en dirección del flujo de fuerza (fig. 195, *b*). Rodeando el obstáculo, las líneas de fuerza se encorvan menos que en el caso de presencia de un agujero central. Por consiguiente, disminuye la concentración de tensiones.

Alrededor de los desconcentradores surgen sus picos de tensiones, pero la magnitud de los picos, tanto en el concentrador principal, como en los desconcentradores resulta menor que en presencia de un concentrador.

Una significación decisiva tiene la *disposición* de los desconcentradores. Estos son provechosos sólo en el caso de que contribuyan al enderezamiento de las líneas de fuerza; en caso contrario los desconcentradores aumentan la distorsión del flujo de fuerza e intensifican la concentración de tensiones.

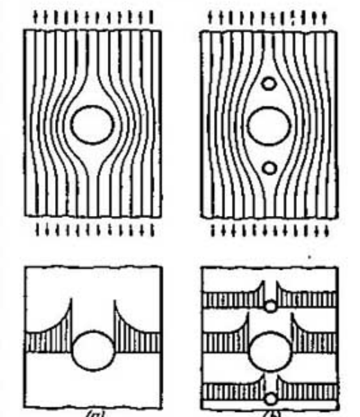



Fig. 195. Flujo de fuerza en las piezas:

*a* — con concentrador (agujero); *b* — con desconcentradores de tensiones

Esto es fácil de observar en la figura 196. Con una disposición correcta de los escotes (fig. 196, *b*), los desconcentradores hacen las líneas de fuerza más suaves, como si desconectara el material de los escalones en la zona del flujo de fuerza. En esencia los desconcentradores actúan del mismo modo (pero menos eficazmente) como actuaría el aumento de la suavidad de la transición entre los escalones y el cuerpo de la probeta, mostrada en la figura 196, *b*, con líneas punteadas.

La disposición incorrecta de los escotes complementarios (fig. 196, *c*) provoca una distorsión complementaria de las líneas de fuerza y, por lo tanto, el crecimiento de la concentración de tensiones.

Otro procedimiento para debilitar la acción nociva de los concentradores consiste en comprimir el material en las superficies de los concentradores y de los sectores contiguos a éstos. Las paredes de los agujeros se compactan por mandrilado, los sectores próximos a los agujeros, por troquelado, los redondeos

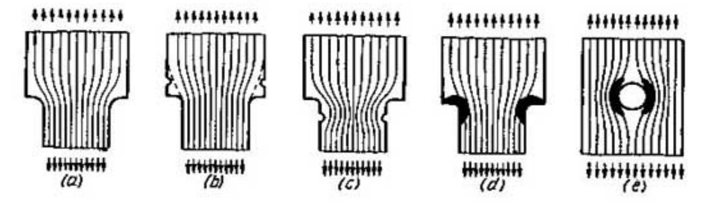



Fig. 196. Influencia que ejerce la disposición de los escotes complementarios en la uniformidad del flujo de fuerza

circulares y las entallas anulares, por rodillado. La compactación persigue el fin de crear en el material tensiones residuales de compresión. Adicionándose con las tensiones locales de rotura que surgen en los concentradores al aplicar las cargas de trabajo, las tensiones residuales de compresión creadas previamente, disminuyen esencialmente la magnitud de las tensiones de rotura y, por eso mismo, aumentan la resistencia mecánica en los sectores de disposición de los concentradores.

Las compresiones descritas se incluyen por equivocación a los desconcentradores. Su acción es absolutamente otra. La designación de los desconcentradores *es enderezar el flujo de fuerza*, la de las compresiones, es *endurecer el material*. Esta diferencia es prácticamente importante, porque las reglas de la disposición de las compresiones son distintas de las de los desconcentradores. Estos últimos se disponen por la corriente del flujo de fuerza antes y después del concentrador; las compresiones se deben situar en el *foco de concentraciones* (fig. 196, *d*, *e*).

El fenómeno de concentración de tensiones provocado por el factor de la *forma*, en la práctica se acrecienta por la circunstancia de que los sectores de disposición de los concentradores de tensiones casi siempre suelen estar dibilitados por causas tecnológicas.

Respectivamente se distinguen: los *concentradores geométricos* (concentradores de forma) y los *concentradores tecnológicos.*

En las piezas que se someten al tratamiento mecánico, en los sectores de las transiciones, el debilitamiento comienza como resultado de cortar las fibras durante el anterior tratamiento de la pieza bruta por presión en caliente. En las piezas de fundición, los sectores de las transiciones, como regla general, están debilitados por defectos de fundición, provocados por las alteraciones en la formación estructural, al cristalizarse el metal y enfriarse la colada. En estos sectores se suelen concentrar la friabilidad, porosidad, microgrietas y surgen tensiones internas. En las piezas forjadas y estampadas, los sectores de las transiciones tienen baja resistencia mecánica, debido al estirado del metal en estos sectores.

### 5.0.10 Concentradores de tensiones

En la figura 197 se muestran esquemáticamente los concentradores de tensiones típicos para piezas del tipo de placas, barras, etc. que experimentan tracción y compresión o flexión.

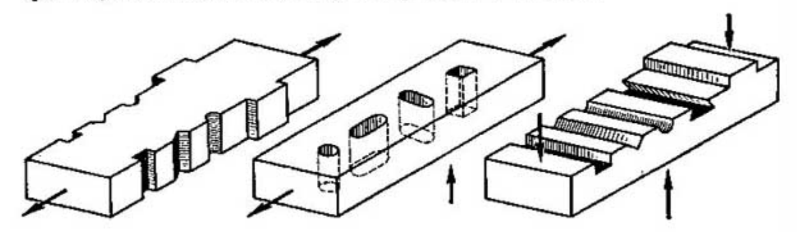


Fig. 197. Concentradores de tensiones en las piezas del tipo de placa

*Tabla 22*

## Concentradores de tensiones

| Croquis | Concentradores | Croquis | Concentradores | Croquis | Concentradores |
|---|---|---|---|---|---|
| | Agujeros de centrado | | Entallas anulares | | Chaveteros |
| | | | Ranuras | | |
| | | | Escalones con ángulos agudos entrantes | | Estrías |
| | Agujeros | | Rebajos | | Cavidades de los dientes |
| | | | | | Estrías testales |
| | Agujeros roscados | | Rebajos planos | | Costuras soldadas |
| | | | Roscas | | Marcaciones |
| | | | | | |

Los concentradores de tensiones típicos en las piezas cilíndricas del tipo de árboles, se insertan en la tabla 22.

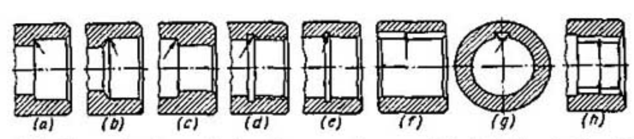



Fig. 198. Concentradores de tensiones en la superficie interior de los árboles huecos (indicados con saetas)

En la figura 198 se muestran concentradores de tensiones en las superficies interiores de árboles huecos.

Son también fuentes de concentración de tensiones los defectos internos del material: microporosidad, microgrietas, fisuras capilares, grietas capilares, inclusiones no metálicas, (óxidos, siliciuros).

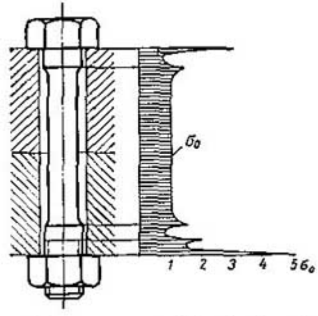



Fig. 199. Concentración de tensiones en una unión empernada

La concentración de tensiones puede ser provocada no sólo por la forma de la pieza, sino también por la acción de las piezas conjugadas. Como ejemplo, en la figura 199 se aporta la distribución de tensiones obtenida de la experiencia en el cuerpo de un tornillo de apriete. La tensión convencionada por la forma del tornillo tiene la máxima magnitud en el sector de transición del vástago a la cabeza y 3 veces sobrepasa la tensión media $\sigma_0$ en el vástago. Un salto mucho mayor de tensiones surge en el plano de disposición del extremo de la tuerca ($\sigma_{máx} = 5\sigma_0$).

### 5.0.11 Coeficiente de concentración de tensiones

La elevación de las tensiones en los sectores de debilitamientos locales, se caracteriza por el *coeficiente de concentración de tensiones.*

Se distinguen los coeficientes *teórico* y *efectivo* de concentración de tensiones. El primero se determina por los métodos de la teoría

matemática de la elasticidad en suposición de la homogeneidad y elasticidad ideal del material. El segundo se halla experimentalmente. Este refleja las propiedades de los materiales reales y otros factores que determinan la elevación efectiva de las tensiones.

El coeficiente teórico de concentración de tensiones es

$$k_T = \frac{\sigma_{\text{máx}}}{\sigma_{\text{nom}}},$$

donde $\sigma_{\text{máx}}$ es la máxima tensión teórica en el sector de debilitamiento;

$\sigma_{\text{nom}}$ es la tensión nominal en el sector debilitado calculada por las fórmulas ordinarias de resistencia de los materiales por la sección menor del sector debilitado (fig. 200).

El coeficiente teórico de concentración de tensiones está definido para la mayoría de las formas de debilitamientos que existen en la práctica (véase, por ejemplo, la fig. 201).

El grado de elevación de las tensiones en las condiciones reales puede muy desviarse considerablemente de la magnitud teórica.

Fig. 200. Esquema para determinar los esfuerzos nominales:
a y b — de tracción y flexión de una barra escalonada; c y d — de tracción y flexión con agujero; (s es el espesor de la barra)

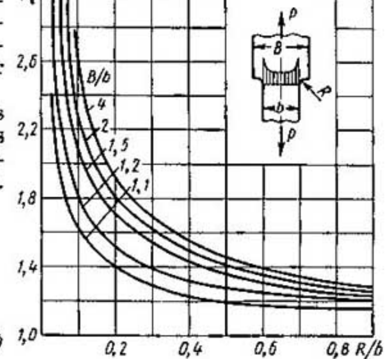



Fig. 201. Coeficiente teórico de concentración de tensiones en función del radio relativo $R/b$ en el sector de conjugación de los escalones (caso de tracción de una barra escalonada)

Esta depende del carácter de la carga (estática o cíclica), del material de la pieza y de sus propiedades mecánicas.

El grado real del aumento de tensiones se valoriza por el *coeficiente efectivo de concentración de tensiones*

$$k_e = \frac{\sigma'_{\text{máx}}}{\sigma_{\text{nom}}},$$

donde $\sigma'_{\text{máx}}$ es la máxima tensión real en el sector de concentración.

Prácticamente, el coeficiente efectivo de concentración de tensiones a cargas cíclicas se determina como la relación del límite de fatiga $\sigma$ de una probeta lisa respecto al límite de fatiga $\sigma'$ de la probeta con concentrador de tensión:

$$k_e = \frac{\sigma}{\sigma'}.$$

En el caso de carga *estática* la magnitud de la concentración de tensión depende, ante todo, del grado de plasticidad del material. En los materiales plásticos el fenómeno de concentración de tensiones está expresado débilmente. Al elevar las tensiones en la zona de debilitamiento, el material llega al estado de fluidez; se forma una *articulación plástica* capaz de transmitir las fuerzas a los sectores contiguos menos tensados.

Para los materiales altamente plásticos $k_e$ se aproxima a la unidad. Esto significa que no tiene lugar la concentración de tensiones.

En los materiales elásticos no existe el efecto favorable de fluidez; en la zona de debilitamiento surgen elevadas tensiones. Al sobrepasar las tensiones locales el límite de rotura, el material se rompe por fragilidad. Para tales materiales el coeficiente efectivo de concentración de tensiones está cerca del teórico ($k_e \approx k_t$).

No obstante, hay excepciones. Para las fundiciones grises, por ejemplo, $k_e = 1$. Esto se explica por las particularidades estructurales del material. Las fundiciones grises contienen inclusiones lameliformes de grafito que, debido a la poca resistencia mecánica del último, son equivalentes a los escotes interiores y provocan innumerables focos de concentración local de tensiones que por la fuerza de acción superan a los concentradores constructivos de tensiones (agujeros, entallas, etc.).

A cargas *cíclicas* el fenómeno de concentración de tensiones se expresa más intensamente, lo que se explica por las peculiaridades de la acción de la carga. Las deformaciones plásticas que surgen como resultado de la concentración de tensiones, siguiendo con alta frecuencia una en pos de otra y variando su dirección (a cargas de signos opuestos) quebrantan gradualmente la estructura de material y conducen a la rotura por fatiga.

El grado de concentración de tensiones depende: del material de la pieza, de su composición química y del grado de homogeneidad, del tratamiento térmico, de la resistencia mecánica del material, del carácter del ciclo, del tipo de concentradores, del estado de la superficie y de las dimensiones absolutas de la pieza.

La influencia que ejerce el material en el coeficiente efectivo de concentración de tensiones puede caracterizarse por los siguientes datos aproximados:

| Material | Relación $\frac{k_e}{k_t}$ |
|---|---|
| Aceros aleados | 0,85—0,9 |
| Aceros al carbono y de baja aleación | 0,75—0,8 |
| Aleaciones a base de aluminio deformables | 0,7 —0,75 |
| Aleaciones a base de aluminio de fundición | 0,6 —0,65 |
| Aleaciones a base de titanio | 0,55—0,6 |

Como regla general, la concentración de tensiones es tanto mayor cuanto menor es la plasticidad del material y mayor su resistencia mecánica (fig. 202).

No obstante, la dependencia del coeficiente efectivo de concentración de tensiones de las propiedades del material es muy compleja. Así, por ejemplo, los aceros con estructura martensítica y troostítica (temple con revenido bajo y medio respectivamente) son menos sensibles a la concentración de tensiones que los aceros mejorados y normalizados con estructura sorbítica y sorbito-perlítica.

En ciertos límites restringidos la correlación entre el coeficiente teórico y el efectivo de concentración de tensiones puede representarse en la siguiente forma:

$$k_e = 1 + q\,(k_t - 1), \qquad (95)$$

donde $q$ es *el coeficiente de sensibilidad* del material a la concentración de tensiones.

Para los aceros aleados de alta resistencia la magnitud $q$ es próxima a la unidad, para los aceros al carbono y de baja aleación, oscila en los límites de 0,6—0,8 (los valores más altos corresponden a los aceros más resistentes). Para las fundiciones grises $q = 0$ ($k_e = 1$).

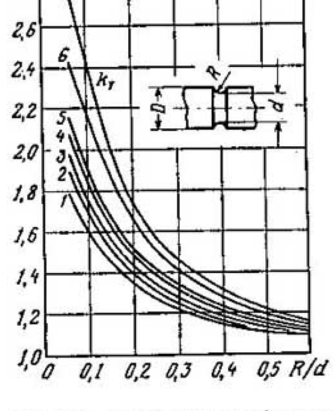


Fig. 202. Coeficientes teórico $k_t$ y efectivo $k_e$ de concentración de tensiones para el caso de flexión de un árbol cilíndrico con rebajo, fabricado de materiales de distinta resistencia mecánica (según Bujner):

1 — acero pobre en carbono después del recocido; 2 — acero pobre en carbono después del aminado en caliente; 3 — acero con 30% aproximadamente de carbono después de la normalización; 4 — acero con 30% aproximadamente de carbono después del mejoramiento; 5 — acero pobre en carbono después de la acritud; 6 — acero de aleación después del mejoramiento

En la figura 203 se representa la relación $\frac{k_e}{k_t}$ calculada por la fórmula (95) para los distintos valores de $q$ y $k_t$.

La elevada sensibilidad de los aceros de alta resistencia a la concentración de tensiones encubre sus ventajas de resistencia mecánica. En muchos casos resulta más ventajoso el empleo de acero de resistencia moderada con bajo valor del coeficiente de sensibilidad.

Supongamos que tenemos una pieza fabricada de acero de baja resistencia a la fatiga con $q = 0,6$. Determinemos la ventaja, al pasar a un acero con límite de fatiga más alto y respectivamente con un valor de $q$ más alto.

Al conservar las dimensiones geométricas de la pieza, las tensiones nominales $\sigma_{nom}$ en la pieza no varían. La relación de los márgenes de seguridad (determinados por la magnitud de las tensiones máximas $\sigma_{máx}$) al pasar a aceros resistentes es

$$\frac{n'}{n} = \frac{\sigma'_{-1}}{\sigma_{-1}}\,\frac{\sigma_{máx}}{\sigma'_{máx}} = \frac{\sigma'_{-1} k_e \sigma_{nom}}{\sigma_{-1} k'_e \sigma_{nom}} = \frac{\sigma'_{-1} k_e}{\sigma_{-1} k'_e}, \qquad (96)$$

donde $\sigma_1$ y $\sigma'_{-1}$ son los límites de fatiga respectivamente para el acero inicial y el acero de elevada resistencia;

$k_e$ y $k'_e$ son los coeficientes efectivos de concentración de tensiones respectivamente para el acero inicial (siendo $q = 0,6$) y para el acero de elevada resistencia.

Aceptemos $k_T = 2,5$. La relación entre $k'_e$ para los distintos valores de $q$ y el inicial $k_e$ (siendo $q = 0,6$) se da en el diagrama de la figura 203.

Sobre la base del cálculo por la ecuación (96) se ha confeccionado el gráfico de la figura 204 que representa el cambio de $n'/n$ en función de $\sigma'_{-1}/\sigma_{-1}$ para los distintos valores de $q$.

Como se ve en el gráfico la elevación perceptible del margen de seguridad ($n'/n = 1,2$) puede obtenerse al emplear aceros con resistencia a la fatiga que

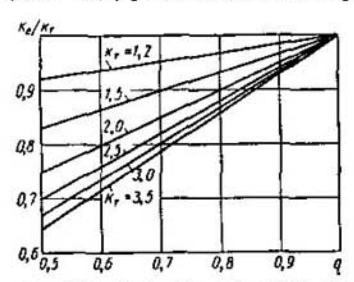



Fig. 203. Relación del coeficiente efectivo $k_e$ al coeficiente teórico $k_T$ de concentración de tensiones en función del coeficiente de sensibilidad a la concentración de tensiones $q$ para distintos valores de $k_T$

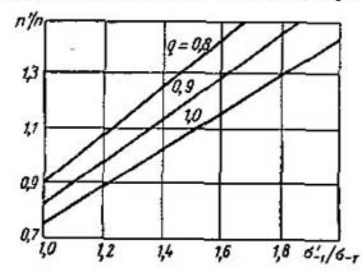



Fig. 204. Aumento del margen de seguridad al pasar al acero con elevado límite de fatiga para distintos valores del coeficiente de sensibilidad $q$. La magnitud $q$ para el acero inicial se ha tomado igual a $q = 0,6$

supere la resistencia a la fatiga del acero inicial, por lo menos 1,35 veces, siendo $q = 0,8$; 1,5 veces, siendo $q = 0,9$ y 1,7 veces, siendo $q = 1$. Para valores de $\sigma'_{-1}/\sigma_{-1}$ más bajos que éstos pueden emplearse aceros con resistencia moderada, con ventaja para el coste de fabricación.

La influencia que ejerce el *tipo de carga* en la magnitud del coeficiente efectivo de concentración de tensiones depende del tipo de concentrador de tensiones;

para los escotes y agujeros transversales

$$k_{e\ trac\text{-}com} : k_{e\ flex} : k_{e\ tor} = 1 : 0,85 : 0,65;$$

para los redondeos

$$k_{e\ flex} : k_{e\ trac\text{-}com} : k_{e\ tor} = 1,2 : 1 : 0,8.$$

La concentración de tensiones depende también del carácter del ciclo. Con el aumento del coeficiente de asimetría del ciclo $r$ y de las tensiones medias $\sigma_m$ del ciclo la sensibilidad $q$ a los escotes y $k_e$ disminuyen.

En la magnitud del coeficiente efectivo de concentración de tensiones influye principalmente la forma de los debilitamientos. El coeficiente $k_e$ lo mismo que el coeficiente $k_t$ baja bruscamente con el aumento de la suavidad de las transiciones y con la disminución del salto de las secciones de los sectores debilitado y no debilitado de la pieza (véase la fig. 202).

Otra medida para elevar la resistencia mecánica de los sectores debilitados es la reducción de las tensiones *nominales* en el sector de concentración.

Ya que $\sigma_{máx} = k_e\sigma_{nom}$, las tensiones máximas en el sector de concentración para el valor dado de $k_e$ dependen de la magnitud $\sigma_{nom}$. Por consiguiente, todas las medidas que contribuyen a reducir las tensiones nominales (aumento de las secciones y momentos de resistencia en el sector de disposición de los concentradores), conducen a la disminución de la magnitud de las tensiones máximas.

Como ejemplo simple aportaremos el caso de una barra con agujero central (fig. 205, *a*). Para una magnitud constante de $k_e$ pueden disminuirse el doble las tensiones máximas, aumentando el doble el espesor $s$ de la barra (fig. 205 *b*). Aproximadamente el mismo resultado da el refuerzo local de la barra, valiéndose de un saliente anular en el sector de disposición del agujero (fig. 205, *c*).

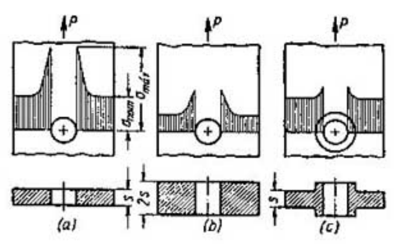



Fig. 205. Disminución de la tensión máxima mediante la reducción de la magnitud de la tensión nominal

La resistencia mecánica de los sectores debilitados puede aumentarse considerablemente con un tratamiento endurecedor. Algunos tipos de tratamiento (nitruración, endurecimiento por chorro con perdigones) prácticamente paralizan completamente la concentración de tensiones, incluso en los aceros sensibles a las concentraciones de tensiones.

### 5.0.12 Factor de escala

La resistencia a la fatiga disminuye con el aumento de las dimensiones absolutas de la pieza.

La influencia que ejercen las dimensiones de la pieza se ha aceptado caracterizar por el *coeficiente $k_e$ del factor de escala* que representa la relación del límite de fatiga $\sigma$ de la probeta dada respecto al límite de fatiga $\sigma_0$ de la probeta de laboratorio de pequeñas dimensiones (el diámetro de la sección es 5—10 mm):

$$\varepsilon_k = \frac{\sigma}{\sigma_0}.$$

En la figura 206 representan los valores medios del coeficiente de factor de escala para los aceros de construcción.

La resistencia a la fatiga disminuye de un modo particularmente brusco en el intervalo de las dimensiones de las secciones desde 5 hasta 100 mm. Con el ulterior aumento de las dimensiones el efecto de escala se suaviza.

La influencia que ejercen las dimensiones en la resistencia a la fatiga de la probeta de sección rectangular hecha de acero al carbono

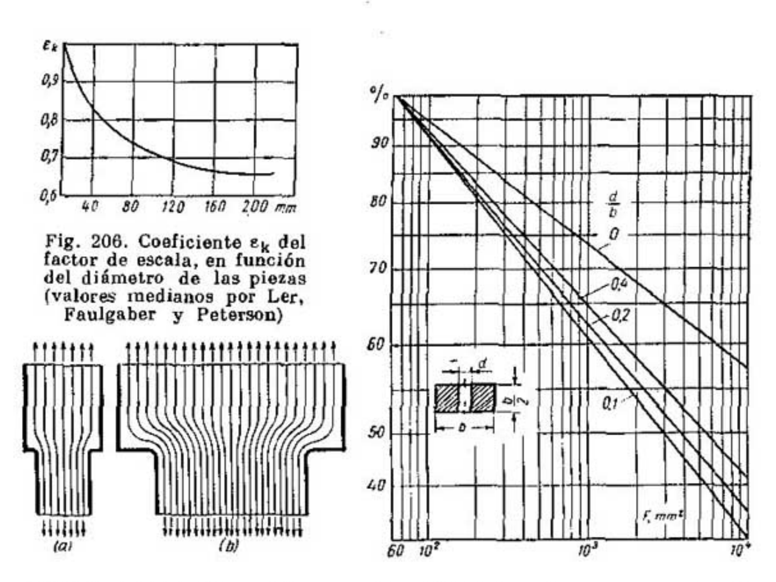



Fig. 206. Coeficiente $\varepsilon_k$ del factor de escala, en función del diámetro de las piezas (valores medianos por Ler, Faulgaber y Peterson)

Fig. 208. Flujo de líneas de fuerza en una probeta escalonada:
*a* — de dimensión pequeña; *b* — de gran dimensión geométricamente semejante

Fig. 207. Influencia que ejercen las dimensiones en la resistencia a la fatiga (Kermes y Bűžek)

normalizado en condiciones de flexión unilateral se muestra en la figura 207. Por el 100% se ha aceptado la resistencia mecánica de la probeta de sección $F = 60$ mm² (la anchura es $b = 11$ mm). Al aumentar la sección hasta $10^4$ mm² ($b = 140$ mm) la resistencia mecánica cae hasta el 55% del valor inicial. La presencia de agujeros debilitadores, aumenta el efecto de escala en tanto mayor medida cuanto menor es el diámetro del agujero. Con un agujero de diámetro $d = 0{,}1\ b$ la resistencia a la fatiga, siendo $F = 10^4$ mm², constituye sólo el 30% de la inicial.

Sobre las causas de la influencia de las dimensiones de la pieza en la resistencia a la fatiga se han manifestado varias suposiciones. Conforme a la teoría estadística, con el crecimiento de las dimensiones de la pieza aumenta la probabilidad de aparecer heterogeneidades y defectos internos.

El punto de vista tecnológico pone en primer plano la dificultad de obtener una resistencia mecánica uniforme por la sección de las piezas de grandes dimensiones, por ejemplo, durante operaciones de deformación en caliente y tratamiento térmico.

Con el aumento de las dimensiones de la pieza por cierto que aumenta la influencia que ejerce la concentración de tensiones. La causa de este fenómeno puede aclararse sobre la base del cuadro del flujo de fuerza en una pieza escalonada, sometida a extensión (fig. 208). Si las dimensiones de la pieza se aumentan, conservando una semejanza geométrica completa (fig. 208, *b*), entonces, siendo iguales de tensiones (igual densidad de disposición de las líneas de fuerza) el flujo de las líneas de fuerza varía: en la zona de escalones las líneas de fuerza sufren una distorsión mucho más brusca que en una pieza pequeña, lo que testimonia el aumento de la concentración de tensiones.

## 5.0.13 Estado de la superficie

La resistencia a la fatiga depende fuertemente del estado de la superficie, particularmente, en los casos de carga cuando las tensiones máximas surgen en las capas superficiales (flexión, torsión, estados tensados complejos).

Un tratamiento mecánico basto que provoca cizalladuras plásticas, desgarros y microgrietas en la capa superficial, reduce bruscamente el límite de fatiga. El acabado fino (pulido, superacabado) eleva el límite de fatiga. Este fenómeno está expresado de un modo particularmente brusco en las piezas de pequeñas dimensiones.

El límite de fatiga disminuye en presencia de rasguños y deterioros casuales en la capa superficial, así como de desgaste de la superficie. Se observa una brusca caída de la resistencia a la fatiga con el surgimiento de corrosión.

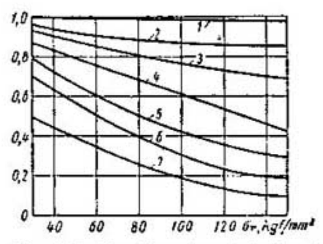



Fig. 209. Resistencia a la fatiga de las probetas de acero en función del estado de la superficie y del límite de rotura $\sigma_r$ del acero:

*1* — pulidas; *2* — rectificadas; *3* — sometidas al torneado de desbaste; *4* — con escote circular; *5* — con superficie recubierta de batiduras; *6* — sometidas a la corrosión en agua dulce; *7* — sometidas a la corrosión en agua de mar

En la figura 209 se muestra la resistencia a la fatiga de probetas de acero con distinto tratamiento mecánico y deterioros de la superficie en función del límite de rotura $\sigma_r$. Por unidad se ha tomado la resistencia a la fatiga de una probeta pulida hecha de acero con límite de rotura $\sigma_r = 30$ kgf/mm². Como se ve en la figura, la influencia que ejercen los deterioros superficiales crece con el aumento de la resistencia mecánica del material, lo que testimonia la elevada sensibilidad de estos materiales a la concentración de tensiones.

### 5.0.14 Otros factores

La resistencia a la fatiga disminuye en las *uniones a presión, cónicas y de manguito* partido con altas tensiones de aplastamiento en las superficies de encaje. La resistencia a la fatiga cae de modo particularmente brusco en el intervalo de tensiones de aplastamiento

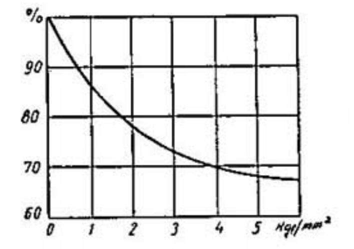



Fig. 210. Resistencia a la fatiga de las uniones a presión en función de la presión específica $k$ en las superficies de contacto

de hasta 4 kgf/mm² (fig. 210). Con el ulterior aumento de la presión la influencia del prensado disminuye.

Influyen negativamente en la resistencia a la fatiga muchos *recubrimientos galvánicos con metales*, en particular, los recubrimientos con metales duros y resistentes (cromo, níquel). Los recubrimientos con metales plásticos (cobre, cinc, cadmio, estaño, plomo) influyen poco en la resistencia a la fatiga.

La disminución de la resistencia a la fatiga, al aplicar recubrimientos galvánicos está condicionada, principalmente, por la fragilidad hidrógena del metal de la pieza y del recubrimiento.

El metal de recubrimiento durante la sedimentación electrolítica se satura de hidrógeno y adquiere una rejilla hexagonal de empaquetamiento compacto inherente de las combinaciones hidrogenometálicas. Como consecuencia de esto, en la capa superficial surgen tensiones de distensión considerables (en los recubrimientos con cromo y níquel del orden de 6—15 kgf/mm²).

Además, la resistencia a la fatiga del metal de los recubrimientos, como regla general, es menor que la resistencia a la fatiga del metal de las piezas.

Por todas estas causas las grietas primarias de fatiga surgen ante todo en el metal de recubrimiento, de donde se propagan a la profundidad de la pieza.

En los recubrimientos con metales plásticos no pueden surgir tensiones notables, debido a la fluidez del metal.

La resistencia a la fatiga de las piezas con recubrimientos de níquel y cromo puede elevarse considerablemente mediante el recocido a una temperatura de 400—500° C, que quita las tensiones residuales de tracción de la capa superficial. El procedimiento más eficaz para aumentar la resistencia a la fatiga consiste en compactar la capa superficial del metal de las piezas antes de recubrirla, así como en la compactación de la capa de recubrimiento con ayuda del chorreado con perdigones o del rodillado, lo que conduce a la formación de tensiones de compresión. Al aplicar en conjunto

estas medidas puede prácticamente liquidarse por completo la influencia debilitadora del recubrimiento galvánico e incluso elevar la resistencia a la fatiga en comparación con la magnitud inicial inherente del material de la pieza, en estado no endurecido.

### 5.0.15 Fatiga a regímenes no estacionarios de carga

Las pruebas a la fatiga según Veler y a los deterioros según French se llevan a cabo a cargas cíclicas que actúan ininterrumpidamente y que son estables con tiempo. Este tipo de carga es propio sólo de algunas máquinas que trabajan continuamente y a régimen constante (motores de fuerza estacionarios, generadores eléctricos, máquinas incorporadas en líneas de producción automáticas de acción continua). La mayoría de las máquinas trabaja a regímenes alternos con ciclos que se alternan correcta o incorrectamente y con distinto nivel de tensiones en los ciclos (máquinas transportadoras, de la construcción, de construcción de caminos, elevadoras, máquinas herramienta, prensas, martinetes).

El nivel de tensiones en distintos regímenes puede oscilar en amplios límites (marcha en vacío, carga normal, sobrecargas). Algunas máquinas y grupos pueden experimentar, en el proceso de trabajo, sobrecargas muy altas, durante las cuales las tensiones no sólo salen de los límites de fatiga, sino que con frecuencia exceden el límite de fluencia del material, como resultado de lo cual en las piezas aparecen deformaciones plásticas.

Es evidente que los límites de fatiga, determinados en los ensayos en regímenes estacionarios de carga cíclica, no son aplicables para las máquinas que trabajan en regímenes no estacionarios. Los problemas de la resistencia a la fatiga en regímenes no estacionarios, en el presente, son objeto de estudio intenso.

Los regímenes de carga no estacionaria pueden representarse esquemáticamente en muchos casos en forma de grupos de ciclos que se alternan en determinada sucesión (*bloques de tensiones*) que se alternan con interrupciones (períodos de trabajo y de reposo).

En el caso general el régimen de carga no estacionaria se caracteriza por los siguientes parámetros:

tipo de carga (tracción y compresión, flexión, torsión);

tipo de ciclo (cargas de signo opuesto simétricas o asimétricas, ciclos pulsatorios);

número de ciclos en el bloque (volumen del bloque);

duración relativa de los períodos de trabajo y de reposo;

regularidad del cambio de las tensiones en los límites del bloque;

magnitud de la tensión máxima en el bloque, su relación al límite inicial de fatiga en el régimen estacionario (grado de sobrecarga);

frecuencia de los bloques (grado de periodicidad de la carga);

índice de frecuencia de los ciclos de tensiones en los límites del bloque.

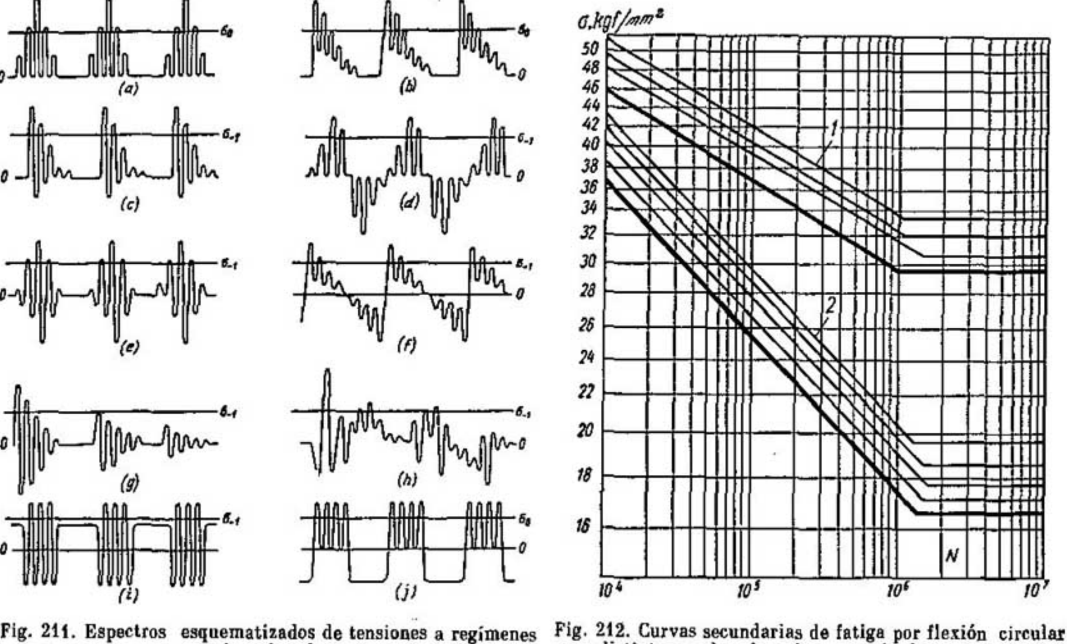



Fig. 211. Espectros esquematizados de tensiones a regímenes no estacionarios de carga:

a y b — ciclos constantes pulsantes c; — ciclo alternativo asimétrico; d, e, f y g — ciclos alternativos simétricos; h — carga compleja con alternación casual de los ciclos; i, j — combinación de cargas cíclicas con períodos de carga estática

Fig. 212. Curvas secundarias de fatiga por flexión circular para distintos grados de sobrecarga. Probetas de acero 40. Curvas 1 — probetas cilíndricas lisas; curvas 2 — probetas con rebajos anulares. Con líneas llenas se destacan las curvas primarias de fatiga

El conjunto de estos parámetros se llama *espectro de carga.*

Algunos de los innumerables espectros posibles de carga están representados en forma esquemática en la figura 211. Un tipo especial de carga no estacionaria representa la alternación de bloques de cargas cíclicas con los períodos de acción de cargas estáticas (fig. 211, *i*, *j*).

En los ensayos en régimen no estacionario se prefija el espectro de tensiones sobre la base de los regímenes de explotación probables o reales. Los ensayos se realizan con un valor variable de cualquier factor dominante (frecuentemente del factor que caracteriza el grado de sobrecarga). Como resultado del ensayo se obtiene la red de curvas *secundarias* de fatiga desplazadas con relación a la curva *primaria* de fatiga (es decir, la curva para el régimen estacionario de carga).

Según sea la magnitud de las sobrecargas, el tipo de ciclo, el grado de periodicidad, las dimensiones de la probeta y otros factores, las cargas variables pueden actuar como endurecedoras o desendurecedoras, lo que repercute en la forma de las curvas secundarias de fatiga (fig. 212). El desplazamiento de las curvas secundarias hacia arriba y a la derecha con relación a la curva primaria testimonia sobre el endurecimiento del material y el aumento del plazo de servicio en los límites de la longevidad restringida. Los desplazamientos inversos (hacia abajo y a la izquierda) testimonian sobre el desendurecimiento del material y la disminución de la longevidad restringida.

Al trabajar en regímenes con sobrecargas de corta duración del orden de hasta 1,5 del límite inicial de fatiga, que se alternan con períodos de reposo o con períodos de trabajo a tensiones bajas, el límite de fatiga se eleva algo.

El aumento de la resistencia a la fatiga en la mayoría de los casos está condicionado por la disminución de la amplitud media de las tensiones. Al alternarse los períodos de trabajo y de reposo, el reposo térmico del metal influye favorablemente. El calor que se acumula en los microvolúmenes en el período de trabajo, en las siguientes pausas, se dispersa en los volúmenes contiguos más fríos, a consecuencia de lo cual el volumen pretensado encuentra el siguiente ciclo de trabajo enfriado, es decir, endurecido.

La elevación de la resistencia a la fatiga bajo la acción de sobrecargas de corta duración puede explicarse por el endurecimiento por deformación que ocurre durante las deformaciones plásticas de los microvolúmenes del material, parecido al endurecimiento por deformación en frío.

Se ha establecido que bajo la acción de las deformaciones plásticas transcurren procesos de endurecimiento: desordenación de las redes cristalinas; aumento de la densidad de las dislocaciones; afino de los bloques cristalinos y aumento del grado de su desorientación; desplazamiento de los límites intergranulares; deformación de las superficies de despegue como resultado de la salida de los desplazamientos plásticos a la superficie del grano y, como consecuencia: el aumento del enlace entre los granos. Disminuye la solubilidad de C, O y N en el hierro $\alpha$; estos elementos se precipitan de las soluciones sólidas formando carburos, óxidos y nitruros de alta dispersión en forma de nubes que bloquean la propagación de las dislocaciones. En los aceros templados ocurre la descomposición de la austenita residual que se convierte en martensita acicular fina de la deformación.

El crecimiento de la resistencia mecánica que se observa al elevar el nivel de las sobrecargas hasta cierto límite puede explicarse por el aumento del número de microvolúmenes que se someten a la deformación plástica y por el aumento de la intensidad del endurecimiento. En una determinada etapa el proceso de endurecimiento cesa. Esto empieza a tal nivel y frecuencia de cambios de tensión, cuando en el material surgen deterioros intra y intercristalinos irreversibles que alteran la continuidad del material.

El estudio de la resistencia a la fatiga en regímenes no estacionarios tiene gran significación de principio y práctico, ya que permite conocer más profundamente la naturaleza de la fatiga, utilizar mejor el material y determinar más exactamente la longevidad de las construcciones, en condiciones de explotación. No obstante, el cálculo se complica bastante. Es necesario un enorme material experimental para revelar la ley del cambio de los límites de fatiga para distintos espectros de carga. Se deben tener en cuenta los factores de concentración de tensiones, el estado de la superficie, etc., la influencia de los cuales en la forma de las curvas de fatiga en regímenes no estacionarios puede ser otra que en el caso de carga estacionaria y, muy considerable (véase la fig. 212).

Se hacen intentos para determinar la longevidad en regímenes no estacionarios, mediante el cálculo sobre la base de la hipótesis de Palmgren de la *suma cumulativa de deterioros*. La curva de tensiones se divide en distintos sectores (escalones) con una amplitud de tensiones aproximadamente igual. Ya que el carácter de carga en distintos escalones puede ser diferente, las tensiones medias en cada escalón conduce a tensiones de ciclo simétrico y *equivalente* por su acción deteriorable. Conforme a la hipótesis de Palmgren el grado de deterioro por fatiga depende linealmente del número de ciclos a un nivel dado de tensiones, componiendo una parte proporcional del deterioro (rotura) total, que comienza a la longevidad límite para el nivel dado de tensiones.

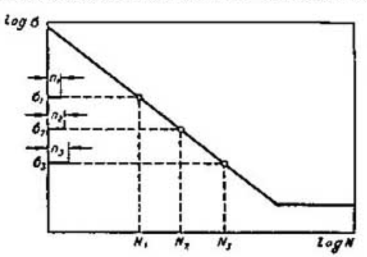


Fig. 213. Esquema de la suma de los deterioros

Si $N_1$ es el número de ciclos hasta la rotura para el nivel dado de tensiones $\sigma_1$ (fig. 213), un ciclo de tensiones $\sigma_1$ producirá un deterioro igual a $1/N_1$, y $n_1$ ciclos, $n_1/N_1$ del deterioro total. Si la longevidad cíclica para la tensión $\sigma_2$ es igual a $N_2$ ciclos y el número de ciclos de la tensión dada es igual a $n_2$, el deterioro por fatiga constituye $n_2/N_2$ del deterioro total, etc.

Luego, se supone que el acumulamiento de deterioros no depende del orden de alternación de los escalones. La condición de la adición de deterioros se escribe del siguiente modo:

$$\frac{n_1}{N_1}+\frac{n_2}{N_2}+\frac{n_3}{N_3}+\ldots=1,$$

donde por unidad se ha aceptado el deterioro total (rotura).

Dividiendo ambas partes de la ecuación por la longevidad $N$, correspondiente a la rotura, obtenemos

$$\frac{n_1}{NN_1}+\frac{n_2}{NN_2}+\frac{n_3}{NN_3}+\ldots=\frac{1}{N}.$$

Aquí, $\frac{n_1}{N}=\tau_1$; $\frac{n_2}{N}=\tau_2$; $\frac{n_3}{N}=\tau_3$ . . . es la duración de la acción de las tensiones en los escalones del ciclo con relación a la esperada duración límite del ciclo. Con estas designaciones:

$$\frac{\tau_1}{N_1}+\frac{\tau_2}{N_2}+\frac{\tau_3}{N_3}+\ldots=\frac{1}{N}.$$

En la forma general (ecuación de Maynor)

$$N=\frac{1}{\sum_{i=1}^{i=r}\frac{\tau_i}{N_i}}$$

donde $\tau_i$ es la duración relativa de la acción de las tensiones en los escalones del ciclo;

$N_i$ son las longevidades correspondientes a los niveles de estas tensiones;

$r$ es el número total de escalones.

Los datos experimentales no confirman esta ley. Conforme a los experimentos

$$N=\frac{0{,}5\div 2}{\sum_{i=1}^{i=r}\frac{\tau_i}{N_i}}.$$

Las oscilaciones son tan grandes que hacen dudosa la posibilidad de hacer uso de la ecuación de Maynor en los cálculos. La teoría de Palmgren está construida sobre suposiciones demasiado primitivas y está muy alejada de la esencia física de estos fenómenos. En particular, dicha teoría no tiene en cuenta la cinética real del desarrollo de los deterioros con el aumento del número de ciclos, la influencia del nivel de tensiones en la magnitud y cinética de los deterioros, la influencia de la alternación de los escalones en la magnitud de los deterioros, el reposo entre los escalones y bloques de escalones.

En la etapa moderna de evolución de la teoría de la resistencia a la fatiga (en particular, de la resistencia en regímenes no estacionarios) tiene gran importancia el estudio de la naturaleza de la fatiga desde la *posición de la metalografía y de la física de los metales.* Sin la creación de una teoría perfecta de la física de los metales de la resistencia a la fatiga, el estudio empírico de esta última resultará sólo una acumulación de material estadístico útil para usarlo en casos particulares de los cálculos de ingeniería.

Surge también el problema de utilizar mejor las leyes observadas de endurecimiento para elevar la resistencia y longevidad de las construcciones, consistente en elaborar regímenes racionales de entrenamiento de las piezas con cargas cíclicas elevadas que se alternan con períodos de reposo. Junto con esto, es necesario la elaboración de métodos del endurecimiento por deformación en frío de las piezas, dosificado de deformación plástica por las cargas cíclicas y estáticas.

Se ha establecido el límite de fatiga de las probetas cargadas con tensiones cíclicas de tracción aumenta considerablemente en el caso de deformación previa de la probeta como resultado del endurecimiento por deformación en frío volumétrica del material, que tiene

lugar en este caso (fig. 214). Es particularmente importante el efecto de la deformación plástica con una carga del mismo signo que la carga de trabajo.

La deformación provoca también la aparición en las capas superficiales de tensiones residuales de signo opuesto a las de trabajo.

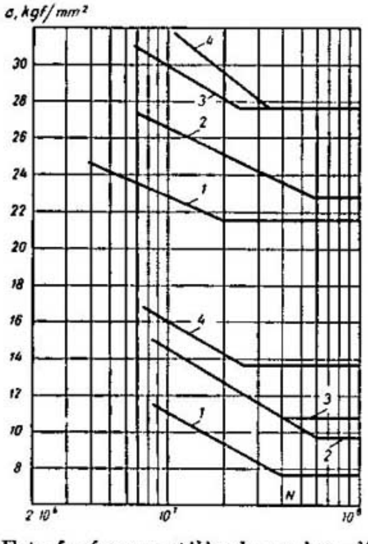



Fig. 214. Influencia que ejerce la deformación previa en la resistencia a la fatiga de las probetas de 14 mm de diámetro hechas de acero St 7 (las curvas superiores son para probetas lisas; las inferiores, para probetas con concentrador de tensiones, con rebajo anular):

*1* — sin deformación; *2*, *3* y *4* — deformación por torsión correspondientemente a 25, 50, 75% (según N. Kudriavtsev y V. Rumiunova)

Este fenómeno utilizado ya hoy día en el proceso de forzar resortes puede aplicarse para endurecer otras piezas, por ejemplo, árboles que experimentan flexión circular o unilateral reiterada.

Un efecto aún mayor da la simultaneidad de la deformación plástica zonal con el endurecimiento por deformación en frío exterior de las zonas que se deforman (*endurecimiento por deformación en frío en estado tensado*).

## 5.0.16 Límite de fatiga de la pieza

El límite de fatiga de la pieza en la forma general es

$$\sigma_{D\,\text{piez}} = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 k_6 k_7 k_8 \frac{\varepsilon_k}{k_e} \sigma_D,$$

donde $\sigma_D$ es el límite de fatiga de la probeta lisa pulida, hecha del material dado, con el tipo dado de tratamiento endurecedor y tipo de carga;

$k_1$ es el coeficiente de finura del tratamiento;

$k_2$ es el coeficiente de influencia de la corrosión;
$k_3$ es el coeficiente que tiene en cuenta el deterioro de la superficie durante la explotación como resultado del desgaste;
$k_4$ es el coeficiente que tiene en cuenta el índice de frecuencia de los ciclos;
$k_5$ es el coeficiente que tiene en cuenta el grado de impacto de la carga;
$k_6$ es el coeficiente que tiene en cuenta el régimen de temperatura de trabajo de la pieza;
$k_7$ es el coeficiente que tiene en cuenta la heterogeneidad del material y la dispersión de las características de la resistencia mecánica;
$k_8$ es el coeficiente de espectro de la carga.
$\varepsilon_K$ es el coeficiente de factor de escala;
$k_e$ es el coeficiente efectivo de concentración de tensiones.

Los coeficientes $k_1$, $\varepsilon_K$ y $k_e$ se pueden determinar sobre la base de los datos experimentales que se disponen, $k_8$, por los datos de los ensayos para el espectro dado. La influencia que ejercen los coeficientes $k_4 - k_6$ en las condiciones usuales es insignificante. Las demás indeterminaciones se tienen en cuenta por el coeficiente de seguridad que se suele tomar igual a 1,5—2.

Un camino más cierto es *el del ensayo natural* de la pieza en régimen que reproduzca lo más completamente posible el régimen de trabajo y el espectro de carga. En este caso, se tienen directamente en cuenta las particularidades constructivas de la pieza. El coeficiente de seguridad incluye los factores de dispersión de las características del material, el deterioro de la pieza durante su explotación, así como la desviación de los regímenes efectivos de la carga del régimen de ensayo.

## 5.1 Elevación de la resistencia a la fatiga

Los fundamentos físicos de los fenómenos de fatiga aún no se han estudiado en un grado que permita crear un cálculo perfecto de la resistencia a la fatiga de las piezas. La carencia de principios físicos fundamentales obliga a ir por el camino de acumulación de datos experimentales que no siempre permiten realizar el cálculo exacto, tanto más que los datos obtenidos por distintos experimentadores tienen gran dispersión y, a menudo, como consecuencia de la diferencia de la metodología de los ensayos, no comparables e incluso contradictorios. Debido a la superposición de capas de nuevos datos, la introducción de coeficientes de corrección, así como la diversidad de factores sujetos al cálculo, las fórmulas de cálculo se complican cada vez más.

En estas condiciones tiene gran significación la concepción de *leyes generales* que determinan la resistencia a la fatiga de las piezas. El diseñador dispone de grandes posibilidades para elevar la resistencia a la fatiga. El proyecto sensato basado en el conocimiento de las leyes de la resistencia a la fatiga, da a veces, mucho más que el cálculo y permite evitar errores que ulteriormente se tendrían que corregir, por ejemplo, con los procedimientos del tratamiento tecnológico endurecedor.

El diseñador debe saber y aplicar con seguridad los procedimientos tecnológicos y constructivos, que en la práctica han dado buenos resultados, para mejorar la resistencia a la fatiga.

En muchos casos puede evitarse la causa original y lograr, si no la exclusión completa de las cargas cíclicas, por lo menos su disminución. Incluso en las máquinas de acción determinadamente cíclica puede lograrse una disminución considerable de la magnitud máxima de las tensiones cíclicas y de sus amplitudes, así como el suavizamiento del impacto de la carga.

Uno de los procedimientos fundamentales es el aumento de la elasticidad de las piezas en el sentido de acción de las cargas y la introducción de enlaces elásticos entre las piezas que transmiten y reciben carga.

Por ejemplo, el aumento de la elasticidad de los tornillos en las uniones que trabajan a cargas cíclicas, disminuye tanto la magnitud de las fuerzas que actúan en los tornillos, como también el intervalo entre el máximo y mínimo de la carga, es decir, contribuye a aumentar la resistencia a la fatiga.

A un momento torsional cíclico se puede suavizar los picos de tensiones, y, por consiguiente, disminuir la amplitud del ciclo mediante la introducción de embragues elásticos entre las piezas que reciben el momento torsional. Por ejemplo, la instalación de amortiguadores de muelle entre los árboles y las ruedas dentadas reduce los picos de tensiones en los dientes y hace el trabajo de las transmisiones por engranajes rítmico y suave.

El paso de cojinetes de contacto rodante a cojinetes de contacto plano, por ejemplo, en los mecanismos de biela y manivela disminuye los picos de carga, gracias a la acción amortiguadora de la capa de aceite. El trabajo invertido en desalojar el aceite del huelgo en los cojinetes, lo absorbe el impulso de las fuerzas efectivas, lo que contribuye a reducir las cargas en el mecanismo.

Las cargas cíclicas que surgen en los *árboles*, en algunos casos (ruedas conducidas, piñones locos) pueden eliminarse colocando piezas giratorias en los *ejes*.

En muchos casos el surgimiento de altas cargas de signos opuestos está vinculado con la aparición de oscilaciones de resonancia en los órganos del mecanismo. Este tipo peligroso de carga cíclica se puede evitar empleando amortiguadores de muelle, de péndulo, hidráulicos o de fricción.

Las vibraciones de las máquinas y grupos, que son las fuentes

de las cargas de signos opuestos se evitan o atenúan con la suspensión sobre amortiguadores de vibración.

En una serie de casos, para eliminar total o casi totalmente las cargas cíclicas, las piezas y sus apoyos se fabrican con más precisión. De ejemplo nos puede servir la eliminación del desequilibrio estático y dinámico de los rotores de altos revoluciones, que produce cargas variables en los apoyos y en las armazones. El mejoramiento de la exactitud de fabricación de los dientes de las ruedas dentadas (disminución de errores del paso y del espesor del diente, distorsiones del perfil, batimiento del círculo primitivo, inexactitud del ángulo de inclinación de los dientes helicoidales, etc.) evita las cargas cíclicas, engendradas por estos errores.

Es muy importante señalar que todas las medidas que contribuyen a la disminución de la magnitud nominal de tensiones, aumentan la resistencia a la fatiga. Estas medidas comprenden la disposición racional de los apoyos, la eliminación de los casos desventajosos de carga, el aumento de las secciones de la pieza en los sectores de acción de las tensiones cíclicas, el aumento del área de contacto de las superficies (a tensiones de contacto cíclicas).

Todas las reglas del diseñado racional, que se emplean para las construcciones con carga estática, no sólo son válidas, sino que adquieren particular significación para las construcciones cargadas cíclicamente.

En los casos en que no es posible liquidar las cargas cíclicas o reducir la magnitud de las tensiones cíclicas, conviene recurrir a procedimientos especiales para mejorar la resistencia a la fatiga de las piezas. Estos procedimientos pueden dividirse en *tecnológicos* y *constructivos*. En el primer caso, el endurecimiento se logra mediante procedimientos especiales de tratamiento, en el segundo, dando a las piezas formas convenientes desde el punto de vista de la resistencia a la fatiga.

### 5.1.1 Procedimientos tecnológicos para aumentar la resistencia a la fatiga

Ejerce gran influencia en la magnitud de la resistencia a la fatiga la tecnología de la fusión del acero. Poseen elevada resistencia a la fatiga los aceros de vacuofusión, así como los obtenidos por métodos de fusión repetida al arco eléctrico en vacío o bajo capa de escoria sintética. Un aumento considerable de la resistencia a la fatiga asegura el tratamiento termomecánico (particularmente el TTBT).

Un efecto favorable da el tratamiento térmico y quimicotérmico de los aceros, particularmente en presencia en la pieza de concentradores de tensiones. Según sea el grado de influencia que ejercen en la resistencia a la fatiga estos tipos de tratamiento, pueden disponerse aproximadamente en el seguiente orden: mejoramiento y nor-

malización, temple con bajo revenido, cementación, temple superficial por corriente de alta frecuencia, cianuración, nitruración.

El endurecimiento de las piezas por los cuatro últimos procedimientos está condicionado principalmente por el surgimiento de tensiones de compresión (del orden de 40—80 kgf/mm²) en la capa superficial, debido a la formación de estructuras de mayor volumen específico (martensita durante la cementación y temple por corriente de alta frecuencia, nitruros y carbonitruros durante la cianuración y nitruración) que la estructura del metal base.

La creación de tensiones previas de compresión es equivalente a la disminución de las tensiones medias de los ciclos de cargas de extensión y al aumento del coeficiente de asimetría del ciclo, lo que, como es fácil de ver en el diagrama de Smith, conduce al aumento del límite de fatiga.

La elevada dureza superficial que se logra con el tratamiento térmico y quimicotérmico, además, previene la pérdida de resistencia mecánica como resultado del desgaste, de los rasguños y deteriores casuales.

Los espesores óptimos de la capa son: en el caso de cementación 0,4—0,6 mm, de cianuración 0,15—0,2 mm, de nitruración 0,3—0,5 mm, de tratamiento por corriente de alta frecuencia 2—4 mm. Es esencial que el tratamiento endurecedor abarque todos los sectores de la superficie con concentradores de tensiones (fig. 215,*a*, *b*), ya que en los márgenes de las zonas elaboradas y no elaboradas surgen considerables tensiones de extensión, particularmente peligrosas, si éstas se concentran en el foco de concentración.

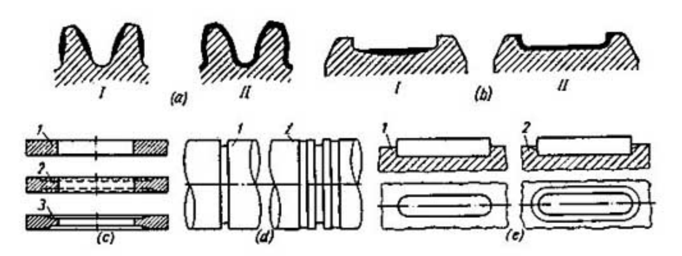



**Fig. 215. Elevación de la resistencia a la fatiga:**
*a*, *b* — temple superficial: *I* — incorrecto, *II* — correcto; *c* — cinglado circular de los agujeros; *d* — laminado de las ranuras anulares; *e* — troquelado del contorno del chavetero: *1* — pieza inicial; *2* y *3* — piezas endurecidas

Lo más eficaz es la *nitruración* que prácticamente elimina totalmente la influencia que ejercen los concentradores de tensiones. Para las piezas sometidas a la nitruración el coeficiente $q$ de sensi-

bilidad a la concentración de tensiones es próximo a cero (es decir, el coeficiente efectivo de concentración de tensiones $k_e \approx 1$).

Es esencial que la nitruración casi no provoca cambios en la forma y dimensiones de la pieza y puede servir de operación tecnológica definitiva. Esto permite eliminar el rectificado definitivo y los defectos que acompañan a éste (quemaduras, grietas) que disminuyen la resistencia mecánica. La combinación de la alta dureza, elevada resistencia a la fatiga y resistencia a la corrosión, hace a la nitruración un procedimiento exclusivamente valioso de tratamiento de las piezas sometidas a altas cargas cíclicas y desgaste (árboles cigüeñales, ruedas dentadas altamente cargadas).

Las superficies de las piezas que trabajan a altas cargas cíclicas conviene mecanizarlas con el máximo grado de pureza económicamente aceptable. Todos los tipos de operaciones de acabado (pulido, esmerilado, superacabado, etc.), aplanando las microirregularidades que quedan en la superficie después del anterior tratamiento mecánico más basto, contribuyen a elevar la resistencia a la fatiga, particularmente para las piezas fabricadas de materiales resistentes y duros.

Da buenos resultados el pulido bajo presión que influye considerablemente en la estructura de la capa superficial. Bajo la acción de la presión y del calor que se desprende durante el rozamiento, ocurre el cierre de las cristalitas desunidas por la acción del tratamiento mecánico anterior. La capa superficial se compacta. Los bordes agudos de las microirregularidades se aplanan y las cavidades y grietas microscópicas se cierran. El aumento de la lisura de la superficie eleva la resistencia a la corrosión.

En virtud de esto, las piezas de importancia que trabajan a altas cargas cíclicas se pulen *totalmente*, no sólo las superficies de encaje y de rozamiento.

En la superficie pulida es más fácil descubrir los defectos de la capa superficial, por ejemplo, las fisuras capilares, grietas de temple, etc.

El pulido de fuerza se realiza bajo la presión de 1—2 kgf/mm² con ayuda de discos esmeriladores, es decir, tacos de bronce o de fundición, cuyas superficies de trabajo se cubren con polvos de materiales abrasivos (carborundo, de boro, borazón, polvo de diamante). Para el acabado más fino se emplean discos esmeriladores blandos (babbitt, madera, cuero, fieltro) con pastas abrasivas del tipo GOI. El acabado definitivo se realiza sin abrasivos sólo con grasa de keroseno o de ligroína:

Para las superficies rozantes da buenos resultados el pulido bajo presión con grafito coloidal y, particularmente, con bisulfuro de molibdeno. Con este tipo de elaboración, la superficie adquiere elevada resistencia al desgaste y alta resistencia a la corrosión.

Los métodos fundamentales para endurecer la capa superficial de la deformación plástica son el chorreado con perdigones, el rodillado y el troquelado (estampado calibrado en frío); para los agujeros, el acabado brillante con rodillos de acero templado, la calibración con bolas, el brochado a contracción con escariadores de aplanamiento (mandrilado). Se emplean también la alisadura con diamante (compactación de la superficie con herramienta de diamante redonda), torneado de compactación con cuchillas de aleación dura con

gran ángulo de ataque negativo, troquelado por explosión, impacto eléctrohidráulico, pulido por chorro de abrasivo, endurecimiento ultrasonoro, hidroendurecimiento por deformación en frío de impulso por chorro de alta presión (10—20 mil at).

Da resultados particularmente buenos el tratamiento de compactación de las superficies sometidas a cementación o temple por corriente de alta frecuencia. La acción de endurecimiento de la deformación plástica, en el caso dado, se explica no sólo por el surgimiento de tensiones de compresión, sino también por los cambios estructurales que ocurren en el material de la capa superficial como resultado del endurecimiento por deformación en frío (descomposición de la austenita residual con formación de martensita de alta dispersión). Cualquiera que sea el tipo de tratamiento de compactación es necesario crear en la capa superficial tensiones que sobrepasen el límite de fluidez del material en condiciones de compresión multilateral.

Los aceros se someten con preferencia al endurecimiento por deformación plástica. Los materiales frágiles como las fundiciones grises obedecen en menor grado al endurecimiento por deformación en frío. A este tipo de endurecimiento pueden someterse las fundiciones (arrabios) ferríticas y ferritoperlíticas, aunque el efecto del endurecimiento por deformación en frío, aquí, es menor y el peligro del sobreendurecimiento por deformación en frío es mayor que para los materiales plásticos. Se endurecen por deformación en frío también las fundiciones maleables, inoculadas y de alta resistencia con grafito globular.

El procedimiento más sencillo y universal de endurecimiento es el por chorreo con perdigones. Eligiendo un régimen correcto el chorreado con perdigones eleva la resistencia a la fatiga 1,5—1,6 veces. El endurecimiento por chorreo con perdigones, sin embargo, disminuye algo la calidad de la superficie; las superficies de precisión deben ser sometidas después del endurecimiento por deformación en frío a operaciones de acabado.

Los regímenes óptimos de la deformación plástica endurecedora aún no se han elaborado con suficiencia; éstos se establecen experimentalmente en cada caso por separado.

El régimen de endurecimiento por chorreo con perdigones se designa de acuerdo con las propiedades del material a elaborar, su dureza y resistencia mecánica. En el caso de dosificación excesiva se obtiene, con facilidad, el sobreendurecimiento por deformación en frío que produce fragilidad y fisuración en la capa superficial. Los parámetros aproximados (para los productos de acero) son: velocidad del flujo de perdigones 50—60 m/s, intensidad del flujo 50—80 kg/min, ángulo de ataque (ángulo de inclinación del chorro respecto a la superficie a elaborar) 60—90°. La duración del tratamiento es de 2—5 min. El diámetro de los perdigones (bolitas de acero templadas) es de 0,5—1 mm.

En el rodillado la fuerza $P$ de presión sobre el rodillo se elige con tal cálculo que se cree en la capa superficial tensiones por Hertz de 350—600 kgf/mm². Para el cálculo aproximado puede utilizarse la fórmula

$$P = 3 \cdot 10^{-3} \sigma_{0,2}^2 DB \frac{a}{1+a} \text{ kgf}, \qquad (97)$$

donde $D$ es el diámetro de la pieza en mm; $\sigma_{0,2}$ es el límite de fluencia del material en kgf/mm²; $B$ es la anchura de trabajo del rodillo en mm; $a = \frac{D_{rod}}{D}$ es la relación del diámetro del rodillo al diámetro de la pieza.

En la gama de los valores $a = 0,7 \div 1,0$, que son los que con más frecuencia se emplean, la magnitud $\frac{a}{1+a} \approx 0,5$. Sustituyendo este valor en la fórmula (97), tendremos

$$P = 1,5 \cdot 10^{-3} \sigma_{0,2}^2 DB \text{ kgf}.$$

La anchura del rodillo suele ser $B = 10 \div 20$ mm. La velocidad periférica de la pieza es 10—20 m/min. El avance longitudinal es $s = (0,05 \div 0,1)\, B$, en promedio 0,5—1 mm/r.p.m. El número de pasadas es 1—3.

Con el fin de disminuir la presión sobre el rodillo últimamente se emplea el *vibrorrodillado*, imprimiendo al rodillo desplazamientos periódicos en sentido radial con ayuda de un vibrador mecánico o neumático.

A un régimen correctamente elegido de rodillado las tensiones residuales de compresión en la capa superficial son de 70—80 kgf/mm². La profundidad de la capa endurecida es de 0,1—0,5 mm.

En contraposición al chorreado con perdigones, con el cual la pureza inicial de la superficie empeora algo, el rodillado mejora la calidad de la superficie.

El efecto favorable del rodillado es tanto mayor, cuanto más fino ha sido el tratamiento mecánico anterior. Para obtener los mejores resultados, la superficie antes del rodillado debe someterse a una elaboración de acabado, incluso a pulido.

Ya que las dimensiones de las piezas durante el rodillado prácticamente no varían, éste puede aplicarse como operación tecnológica definitiva. La posibilidad del acabado dimensional y fino después del endurecimiento por deformación en frío no se excluye; como se ha establecido por los experimentos, la extracción de la capa endurecida a una profundidad de 0,05—0,1 mm (a un espesor total de la capa endurecida de 0,3—0,5 mm) no reduce notablemente el efecto endurecedor del endurecimiento por deformación en frío.

Las piezas endurecidas es mejor someterlas a un calentamiento estabilizador de hasta 100—150° C. A mayores temperaturas las tensiones residuales de compresión en la capa endurecida disminuyen y a 400—500° C, desaparecen.

El roscado por laminación eleva la resistencia mecánica 1,5—2 veces y prácticamente elimina la concentración de tensiones en la base de la rosca, lo que es particularmente importante para los aceros sensibles a la concentración de tensiones.

La deformación plástica se emplea vastamente para endurecer los bordes de los agujeros punzonados en materiales de chapa. En los bordes de los agujeros surge concentración de tensiones debido a los desplazamientos plásticos, desgarros y microgrietas que se

forman bajo la ácción del punzón. El cinglado circular de los bordes de los agujeros (fig. 215, *c*) liquida en gran medida la influencia de estos debilitamientos. Los árboles debilitados por las ranuras se endurecen rodillando los sectores contiguos a las ranuras (fig. 215, *d*).

Para elevar la resistencia mecánica de los árboles debilitados por los chaveteros se hace un troquelado al contorno de las ranuras (fig. 215, *e*), en torno de la chaveta introducida en el chavetero. Junto con la disminución de la concentración de tensiones, esta medida aumenta la resistencia de la sujeción de la chaveta en la ranura.

Los elementos obtenidos por extrusión directa en piezas (roscado por laminación, moleteado de dientes y estrías) se distinguen por su elevada resistencia a la fatiga. En este caso, las fibras del metal no se cortan como ocurre en el tratamiento mecánico de piezas brutas macizas, sino que se disponen correspondientemente a la configuración de los elementos extruidos.

La rosca se suele laminar en frío; los dientes y las estrías, al principio se laminan en caliente, luego, se calibran en frío.

## 5.2 Diseñado de piezas cargadas cíclicamente

### 5.2.1 Disminución de la concentración de tensiones

Uno de los medios principales para aumentar la resistencia a la fatiga consiste en disminuir la concentración de tensiones.

La eliminación total de los concentradores de tensiones no siempre es posible. En estos casos hay que tender a la sustitución de los concentradores intensos por los de acción moderada. Por ejemplo, los agujeros roscados que pertenecen al número de los concentradores de tensiones más fuertes, es mejor sustituirlos por agujeros lisos, cuyo efecto negativo es menor y puede ser debilitado por una serie de medidas.

Los concentradores se deben quitar de los sectores más tensados de la pieza y trasladarlos (si lo permite la construcción) a las zonas de tensiones mínimas.

Con el fin de disminuir las tensiones nominales, es mejor aumentar las secciones de la pieza en los sectores de disposición de los concentradores.

En la tabla 23 se dan ejemplos de cómo eliminar y disminuir la concentración de tensiones.

## Eliminación de la concentración de tensiones

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| **Cabeza de tornillo**<br>La aleta de fijación está en el sector más tensado del tornillo y provoca una brusca concentración de tensiones. Además, la aleta disminuye el área de la sección peligrosa | | La aleta se ha trasladado en la cabeza. Las tensiones nominales se han disminuido, pero la concentración de tensiones ha quedado |
| | | La aleta se ha hecho de una sola pieza con la cabeza del tornillo. La concentración de tensiones se ha liquidado |
| **Colocación de un rotor postizo en el árbol**<br>Los tornillos de sujeción y las espigas de ajustado se han introducido en el cuerpo del cubo, es decir, en la parte más tensada del rotor | | El rotor se ha apretado con una tuerca anular. El momento torsional se transmite por los dientes extremos en el cubo, introducidos en las ranuras de la brida del árbol |
| **Sujeción de un tapón en el árbol**<br>La rosca provoca concentración de tensiones | | La sujeción por rosca se ha sustituido por encaje a presión |
| | | La sujeción por rosca se ha sustituido por laminado |
| | | La sujeción por rosca se ha sustituido por la sujeción con ayuda de tuerca |
| | | La sujeción por rosca se ha sustituido por la sujeción en un aro con agujero roscado |



26—976

*Continuación*

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
| --- | --- | --- |
| Agujero para el aceite en el muñón de biela de un árbol cigüeñal<br>El agujero está situado en el sector de máximas tensiones de flexión que surgen bajo la acción de la fuerza de explosión | | El agujero se ha trasladado a la zona neutra (la disposición del agujero debe ser concordada con el diagrama vectorial de las cargas) |
| Sujeción de un rotor macizo de turbina al árbol desarmable<br>Los tornillos de sujeción que pasan a través del rotor le provocan un brusco debilitamiento | | Los agujeros para los tornillos están situados en los engrosamientos anulares en el rotor y se han trasladado fuera de las secciones tensadas |
| | | Los agujeros para los tornillos se han situado en las bridas separadas del cuerpo del rotor |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| Sujeción de un cojinete de contacto rodante<br>La rosca debilita el sector cargado del árbol | | El cinturón roscado se ha trasladado del centro de la pieza al extremo descargado del árbol |
| Conjunto de empaquetadura por aros de muelle seccionados<br>Las ranuras para los aros debilitan el árbol | | Las ranuras se han ejecutado en otra pieza |
| Dos concentradores (escalón exterior y rebajo interior dispuestos en un plano. Los campos de tensiones creados por los concentradores se adicionan. La disminución del área de la sección conduce al aumento de las tensiones nominales | | Los concentradores se han dispuesto en distintos planos |
| Sujeción de una corona cónica dentada al disco<br>Las tensiones producidas por la presencia de agujeros para los tornillos se adicionan con las tensiones en la raíz del diente | | Los agujeros están situados aparte de los dientes, en el disco de la rueda dentada |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| Corona de un piñón cónico<br>Simultaneidad de dos concentradores de tensiones (cavidades de dientes y bordes extremos agudos) | | La corona dentada se ha reforzado. Se han introducido transiciones suaves en los sectores de conjugación de la corona con los dientes |
| Varilla fileteada | | Se ha aumentado el diámetro del sector roscado |
| Cabeza de biela<br>En los sectores *a* la pieza está debilitada por las entallas para la cabeza y tuerca del tornillo | | Las secciones de los sectores débiles se han aumentado |
| Rotor de turbina<br>El disco del rotor está debilitado por los agujeros de descarga | 1 2 | 1. Los agujeros se han reforzado con salientes<br>2. Los agujeros están situados en el cinturón anular de refuerzo |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| Arbol hueco | | El sector debilitado se ha reforzado mediante la separación de los ángulos entrantes |
| Simultaneidad de dos concentradores (ángulos entrantes exterior e interior) | | A los escalones interiores se les han dado contornos suaves |
| Arbol con rosca | | El árbol se ha reforzado en el sector de disposición de la rosca |
| Colocación de un cojinete en un árbol estriado<br>Simultaneidad de tres concentradores de tensiones (ángulo entrante, estrías y escalones interiores) | | Las secciones del árbol en el sector de disposición de los concentradores se han aumentado; a la cavidad interior se le ha dado contornos suaves |
| Colocación de un cojinete en el árbol<br>El árbol está debilitado por ranuras para los anillos de retén | | El árbol se ha reforzado en el sector debilitado |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| Bulón estriado de resorte<br>Concentraciones de tensiones en las cavidades de las estrías | | El bulón se ha reforzado en el sector de concentración de tensiones |
| Arbol con estrías exteriores<br>Concentración de tensiones en las cavidades de las estrías | | El árbol se ha reforzado en el sector debilitado |
| Conjunto de unión de una rueda dentada con un árbol<br>Concentración de tensiones en el sector de disposición de los pasadores | | Se ha aumentado el diámetro de disposición de los pasadores (se han disminuido las fuerzas que actúan en la unión). El árbol y el cubo se han engrosado |
| Bloque de ruedas dentadas<br>Concentración de tensiones en el sector de disposición de los pasadores | | La rueda dentada grande se ha asentado en la prolongación de los dientes de la rueda pequeña. El árbol y el cubo en el sector de transmisión del momento torsional, se han engrosado |

| Construcción inicial | Construcción modificada | Esencia de la modificación |
|---|---|---|
| Muñón de árbol cigüeñal con sistema de alimentación de lubricante al cojinete de biela. El tapón ciego, el tapón y el tubo suministrador de aceite se han colocado a rosca, es que provoca concentración de tensiones | | El tapón ciego se ha colocado en el árbol en ajuste corredizo y fijado con tornillo enroscado en la rosca del tapón ciego; el tubo suministrador de aceite se ha laminado en el agujero liso del árbol |

## 5.2.2 Redondeos

La concentración de tensiones en los ángulos entrantes de las piezas escalonadas (por ejemplo, de los árboles escalonados) se puede debilitar considerablemente atribuyéndole una forma racional a la conjugación de los escalones.

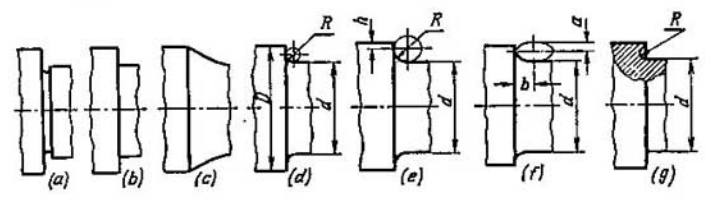



**Fig. 216.** Disminución de la concentración de tensiones en los ángulos entrantes de los árboles escalonados

Los ángulos entrantes agudos en el sector de transición (fig. 216 *a*, *b*), provocan una brusca concentración de tensiones. Las conjugaciones cónicas (fig. 216, *c*) elevan la resistencia mecánica de los sectores de transición, pero reducen la longitud de la superficie

cilíndrica de pequeño diámetro. Estas se aplican sólo en las transiciones libres, donde la pieza constructivamente no está vinculada con las piezas contiguas.

Con frecuencia, para disminuir la concentración de tensiones, en los sectores de transición, se introducen redondeos (fig. 216, *d—g*).

La efectividad de la acción del redondeo depende de la magnitud del radio del mismo (fig. 217).

La concentración de tensiones se reduce con la disminución del salto de los diámetros y con el aumento de la relación $\rho$. Una ventaja esencial en la resistencia mecánica se obtiene con valores de $\rho$ iguales aproximadamente a 0,1

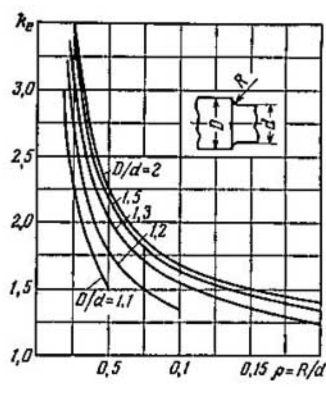



Fig. 217. Coeficiente efectivo de concentración de tensiones a la flexión de los árboles escalonados, en función del radio relativo del redondeo $\rho = R/d$ y de la relación $D/d$ de los diámetros de las superficies conjugadas (según Serensen)

para grandes saltos de los diámetros y $\rho = 0{,}05 \div 0{,}08$ para los saltos pequeños.

El máximo radio relativo del redondeo igual a $\rho_{máx} = 0{,}5\left(\frac{D}{d} - 1\right)$ está limitado por la magnitud del salto de los diámetros. Para los valores $D/d \approx 1{,}2$ usuales en la práctica, el radio relativo del redondeo no puede ser mayor de 0,1, y en el caso de colocación en el árbol de pieza encajada que tenga en el escalón un sector de apoyo rectilíneo ($h$, véase la fig. 216, *e*), este radio será aún menor.

*Los redondeos elípticos* (véase la fig. 216, *f*) aseguran, a iguales saltos de los diámetros, un aumento relativamente mayor (aproximadamente en un 20%) de la resistencia mecánica. La eficacia de este tipo de redondeos depende de la relación del semieje mayor $b$ de la elipse al diámetro $d$ del árbol. Siendo $b = (0{,}4 \div 0{,}45)\,d$ y $\frac{a}{b} = 0{,}4$ el coeficiente de concentración de tensiones sobrepasa 1,5.

La insuficiencia de los redondeos elípticos es la reducción de la longitud de la parte cilíndrica del árbol, lo que es indeseable tanto en los casos de colocación de piezas encajadas como también al colocar los muñones del árbol en cojinetes de contacto plano.

La disminución de la longitud de la parte cilíndrica del árbol puede evitarse, si se emplean *redondeos de rebaje* (fig. 216, *g*).

Los redondeos de rebaje por su eficacia son aproximadamente equivalentes a los circulares con los mismos valores de $R/d$.

Los rebajes es conveniente emplear en los casos de conjugación de árboles cilíndricos con partes prismáticas, cuando hay lugar para disponer redondeos de radio suficientemente grande.

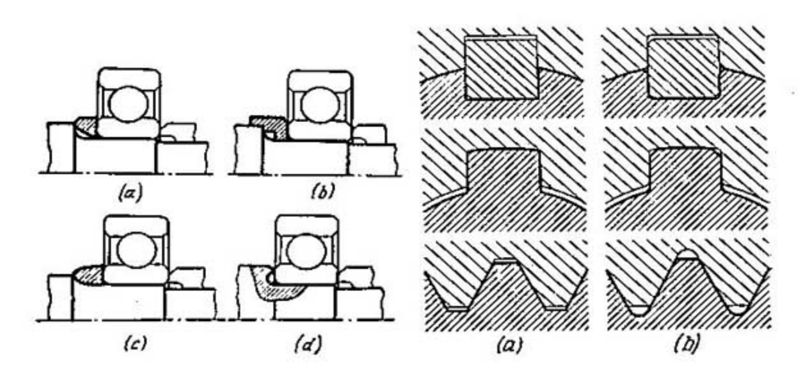



Fig. 218. Colocación de cojinetes de bolas en los árboles con redondeos de elevada resistencia mecánica

Fig. 219. Formas de elementos tipo de piezas de maquinaria: *a* — no racionales; *b* — racionales

En la figura 218 se representan los procedimientos para recubrir los redondeos de elevada resistencia mecánica al instalar piezas encajadas, por ejemplo, cojinetes de contacto rodante que tienen pequeño radio de redondeo o pequeño chaflán a la entrada. En

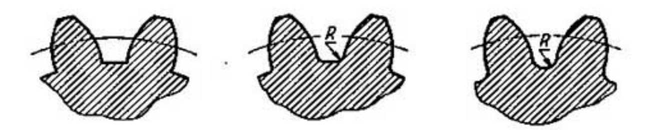



Fig. 200. Conjugación de los dientes de piñones con la llanta: *a* — no racional; *b* — mejorada, *c* — racional

el caso de redondeos circulares de gran radio y de redondeos elípticos (fig. 218, *b*, *c*), estos procedimientos se reducen a la colocación de arandelas intermedias con cavidades para el redondeo.

En las piezas sometidas a altas cargas cíclicas, los redondeos son obligatorios en todos los ángulos entrantes (figs. 219 y 220).

### 5.2.3 Agujeros

La concentración de tensiones provocada por los agujeros puede disminuirse mediante el aumento de las secciones de la pieza en el sector de situación de los agujeros: el redondeo de los bordes de los agujeros, el cinglado de los bordes, la compactación de las paredes de los agujeros, el troquelado del material por la periferia de los agujeros.

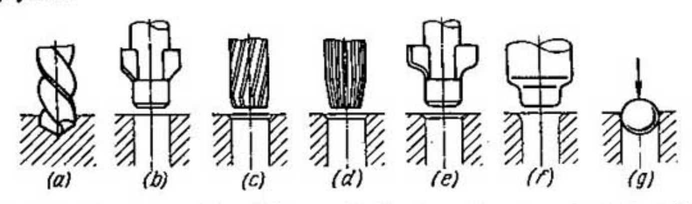



Fig. 221. Etapas sucesivas del mecanizado de agujeros en piezas cargadas cíclicamente

En la figura 221 se aporta la sucesión de las operaciones durante la elaboración de agujeros en piezas altamente cargadas (los agujeros de descarga de los discos de las turbinas): *a*) taladrado, *b*) biselado, *c*) avellanado, *d*) escariado, *e*) redondeo de los bordes, *f*) compactación del redondeo, *g*) brochado a contracción con bola.

### 5.2.4 Arboles huecos

Las cavidades interiores de los árboles huecos de designación importante que se someten a altas cargas cíclicas se deben elaborar con la más alta pureza económicamente aceptable: rectificado, pulido, acabado brillante de agujeros con rodillos de acero templado, calibrado, brochado a tracción de compactación, etc. En las superficies interiores conviene evitar las entallas, roscas y otros concentradores de tensiones.

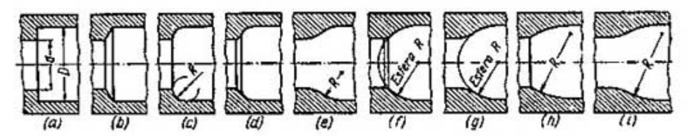



Fig. 222. Forma de agujeros escalonados de árboles huecos

En los agujeros escalonados se deben introducir transiciones suaves entre los escalones.

En la figura 222, *a*, *b* se representan construcciones incorrectas. Los ángulos entrantes agudos cerca de los escalones provocan concentración de tensiones y disminuyen bruscamente la resistencia mecánica del árbol. En las construcciones aportadas en la figura 222, *c*, *d*, la resistencia mecánica se ha aumentado introduciendo redondeos. En la figura 222, *e*—*i* se muestran árboles con agujeros de forma de botella.

Los redondeos en los agujeros abiertos de forma de botella se elaboran con plantilla copiadora que se dirige mediante el desplazamiento transversal del carro.

La elaboración de acabado se realiza con una cuchilla de forma colocada en el mandrino y centrada por el diámetro pequeño del agujero (fig. 223, *a*).

Las cavidades limitadas por los redondeos, por ambos lados, (agujeros acubados) son más difíciles de elaborar. Uno de los procedimientos se muestra

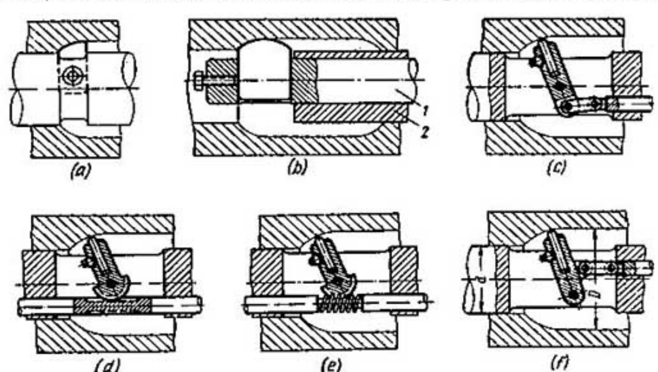



Fig. 223. Elaboración de redondeos interiores

en la figura 223, *b*. La cuchilla de forma se sujeta en el mandril *1* colocado excéntricamente en el mandrino *2*. Con el giro del mandril la cuchilla se quita, después de lo cual se introduce el mandrino en el agujero y se adelanta la cuchilla.

El procedimiento más productivo para elaborar agujeros acubados es con cuchilla giratoria colocada en el mandrino y dirigida por tirante (fig. 223, *c*), por cremallera (fig. 223, *d*) o por transmisión por tornillo sin fin (fig. 223, *e*).

El radio de redondeo se determina por la posición del punto de sujeción del portacuchillas.

Por la construcción del mecanismo de giro es ventajoso el caso en que el eje del portacuchillas está situado en el centro del mandrino (fig. 223, *c*, *d*), es decir, cuando el redondeo se ha formado por la esfera con centro en el eje del árbol (véase la fig. 222, *f*, *g*). Esta forma asegura la transición bastante suave de un diámetro del agujero a otro.

Una transición más suave se puede asegurar desviando el punto de sujeción del portacuchillas del eje del árbol (fig. 223, *f*).

Para determinar el máximo radio, admisible desde el punto de vista tecnológico, de los redondeos en las cavidades interiores puede hacerse uso de la correlación aproximada

$$R_{máx} = 0{,}5\,(D + 0{,}7d),$$

donde $D$ y d son respectivamente los diámetros máximo y mínimo del agujero (véase la fig. 222, *a*).

Al elaborar cavidades interiores escalonadas, en piezas brutas de tubos macizos, ocurre el corte de las fibras en los sectores más tensados de la transición de un escalón a otro.

Con el fin del endurecimiento los árboles con cavidad interior acubada se fabrican cinglando en caliente los extremos de los tubos (fig. 224). De pieza

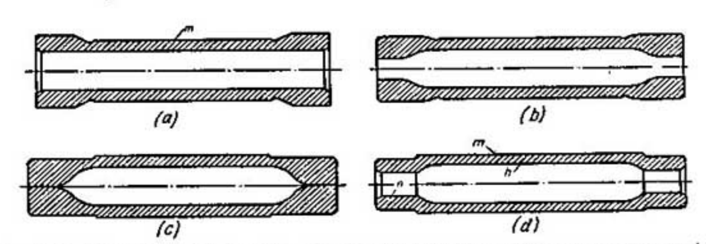



Fig. 224. Etapas de fabricación de árboles forjados enteramente con cavidad interior en forma de barril

bruta sirve un tubo sin costura de paredes gruesas, cuya superficie exterior se tornea con solapaduras para disminuir las secciones transversales de los extremos por forja (fig. 224, *a*). La superficie $m$ sirve de base para las siguientes operaciones.

Luego, los extremos se recalcan (fig. 224, *b*) hasta cerrar completamente los extremos del agujero (fig. 224, *c*). En pos de esto, utilizando de base la superficie $m$, se tornean los agujeros $n$ de los muñones del árbol y se mecaniza (con uno de los procedimientos descritos anteriormente) la superficie $h$ de la cavidad acubada (fig. 224, *d*).

A continuación, basándose en el agujero $n$ se realiza el tratamiento de acabado de la superficie exterior del árbol.

### 5.2.5 Arboles cigüeñales

En la figura 225 se muestra un ejemplo del aumento sucesivo de la resistencia a la fatiga de la manivela de un árbol cigüeñal.

La construcción inicial (fig. 225, *a*) posee poca resistencia mecánica. En la construcción según la figura 225, *b*, la resistencia mecánica se ha elevado aumentando los diámetros de los muñones de apoyo del cigüeñal y de biela, así como aumentando las secciones de los brazos de manivela. El aumento del diámetro de los muñones reduce la longitud de los sectores $m$ entre los muñones, más peligrosos en el sentido de resistencia mecánica.

La ulterior etapa del endurecimiento es el descentrado del torneado interior del muñón de biela respecto al eje geométrico del muñón, a la magnitud $k$ (fig. 225, *c*). Esta medida refuerza el vínculo de los muñones de biela con los brazos de manivela y eleva la resistencia mecánica del muñón a la flexión, por las fuerzas de explosión.

En la construcción más racional (fig. 225, *d*), el diámetro de los muñones está aumentado hasta la aparición del *recubrimiento* de los muñones de apoyo del cigüeñal y de biela que aseguran un vínculo directo de los muñones (sector *n*). Se ha introducido el acubado de los muñones de apoyo del cigüeñal y de biela que reduce la concentración de tensiones, debida a los orificios de suministro de aceite en los brazos de manivela y que aumenta la resistencia mecánica

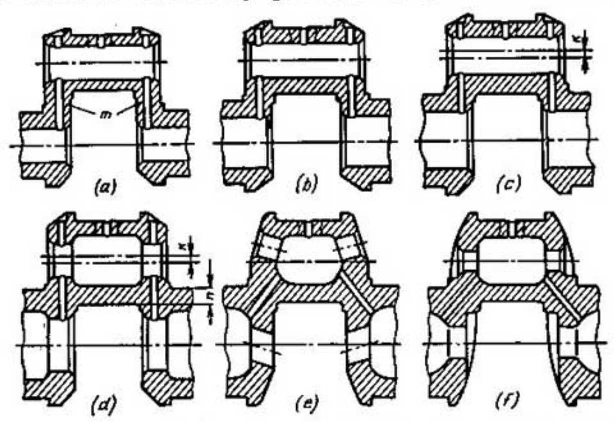



Fig. 225. Aumento de la resistencia a la fatiga de un árbol cigüeñal

de la unión de los muñones con los brazos. El conjunto de todas estas medidas garantiza un aumento considerable de la resistencia mecánica del árbol cigüeñal, en comparación con la construcción inicial.

Las formas con cavidades interiores profundas (fig. 225, *e*, *f*) son realizables en las construcciones de árboles cigüeñales fundidos.

### 5.2.6 Eliminación de la concentración de cargas

Una regla importante del diseñado de piezas cargadas cíclicamente consiste en eliminar los saltos locales de tensiones que surgen en los puntos de aplicación de cargas concentradas.

De ejemplo nos pueden servir los dientes de los engranajes (fig. 226, *a*). La no rectitud del diente, los errores del ángulo de inclinación de los dientes helicoidales, el torcimiento de los ejes de las ruedas, debido a errores del montaje o las inexactitudes de la disposición de los apoyos, todo esto puede provocar la concentración de cargas en los bordes extremos del diente y, como consecuencia, tensiones elevadas de flexión y aplastamiento.

Es de provecho el aumento de la ductilidad del diente en dirección hacia los extremos, aplicando rebajos descargadores en la llanta

de las ruedas (fig. 226, *b*) o a base de disminuir la rigidez de la llanta, en sentido de los extremos (fig. 226, *c*).

Un medio eficaz para evitar las presiones de borde elevadas consiste en dar al diente una forma ligeramente acubada (*abombado*)

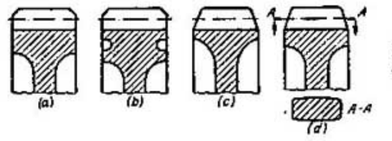



Fig. 226. Eliminación de la concentración de esfuerzos en los bordes extremos de los dientes

con el redondeo simultáneo de los bordes extremos (fig. 226, *d*). Este procedimiento asegura, con los posibles torcimientos e inexactitudes, la disposición de la huella de contacto aproximadamente en el centro del diente y, por consiguiente, la carga más favorable del diente.

### 5.2.7 Uniones a presión

En la figura 227 se representan los procedimientos de endurecimiento de las uniones a presión. El más sencillo de ellos consiste

Fig. 227. Aumento de la resistencia a la fatiga

en aumentar el diámetro de la superficie de encaje (por lo menos en un 5—10%) en relación con el diámetro fundamental $d$ del árbol (fig. 227, *a*).

Es conveniente reducir los saltos de las tensiones en las fronteras de la unión a presión haciendo rebajos de descarga en el cubo (fig. 227, *b*), en el árbol (fig. 227, *c*), adelgazando el cubo hacia los bordes (fig. 227, *d*), abombando el árbol (fig. 227, *e*).

El laminado de ranuras anulares de descarga en los extremos de la unión (fig. 227, *f*) da un aumento considerable de resistencia mecánica.

El procedimiento más efectivo para elevar la resistencia a la fatiga de las uniones a presión es el endurecimiento de las superficies de contacto por tratamiento químico-térmico y por deformación plástica (rodillado).

### 5.2.8 Piezas de sujeción

Los procedimientos constructivos para aumentar la resistencia a la fatiga de las piezas de sujeción (tornillos, espárragos) reside principalmente en elevar su elasticidad que garantiza la disminución de las máximas tensiones y la amplitud de las tensiones. El aumento de la elasticidad (a una longitud prefijada de los tornillos) se logra disminuyendo el diámetro $d$ del vástago de los tornillos hasta 0,7—0,8 del diámetro nominal de la rosca $d_0$ (fig. 227, *h*). En este caso, las secciones del vástago y de la rosca resultan aproximadamente de igual resistencia.

Las cabezas de los tornillos deben estar unidas al vástago por redondeos del mayor radio posible o por rebajes (fig. 227, *i*). En igual medida son necesarios los redondeos suaves ($R_2$) en los sectores de transición del vástago a la rosca.

La resistencia mecánica de la propia rosca depende fuertemente del radio de redondeo en la base de las espiras del tornillo (para la tuerca esta influencia es menor, ya que su resistencia mecánica suele ser mayor que la del tornillo).

El standard vigente (GOST 9150—59) no reglamenta la forma de las cavidades entre las espiras del tornillo. La forma puede ser plana (fig. 227, *j*) o redondeada (fig. 227, *k*), con la particularidad de que el máximo radio de redondeo para el tornillo es igual a $0{,}144s$ ($s$ es el paso de la rosca).

En las uniones a rosca de responsabilidad, sometidas a altas cargas cíclicas, es conveniente emplear roscas con cavidades redondeadas más suaves: para la tuerca $R = 0{,}1s$, para el tornillo $R = 0{,}2s$ (fig. 227, *l*).

La resistencia a la fatiga más elevada se asegura con el laminado de las roscas previamente fileteadas y tratadas térmicamente, así como por la formación de las roscas por extrusión (roscado por laminación).

Por regla general, a las piezas sometidas a altas cargas cíclicas conviene darles formas suaves que aseguren la uniformidad del flujo de fuerza. Para evitar los saltos de las tensiones se debe determinar las secciones de las piezas por la condición de la igualdad aproximada de las tensiones, teniendo en cuenta todas las cargas que actúan en ellas.

Las piezas bien construidas para altas cargas cíclicas, tienen formas características suaves (fig. 227, *n*) que a veces se llaman convencionalmente fuseladas.

### 5.2.9 Uniones cilíndricas que experimentan cargas alternativas

Las uniones que transmiten un momento torsional pulsante o que experimentan cargas radiales alternativas, se someten al endurecimiento por deformación en frío, soldadura y corrosión por frotamiento.

Las causas principales de estos defectos son las deformaciones repetidas y las microcizalladuras de las superficies conjugadas en direcciones circunferencial y longitudinal que provocan el calentamiento del material. Las uniones que trabajan en condiciones pesadas, frecuentemente se calientan hasta 500—600° C. Los picos de temperatura de corta duración en los sectores de contacto de las microirregularidades alcanzan 1000—1500° C.

En estas condiciones surge fácilmente el *endurecimiento por deformación en frío* que se expresa por el aplastamiento de las superficies, la aparición de irregularidades y la adherencia parcial del metal de las superficies conjugadas. En la etapa ulterior las superficies *se sueldan*, como resultado de lo cual las uniones no se pueden desmontar sin romperlas.

La soldadura puede tener lugar a una temperatura considerablemente menor que la temperatura de soldadura. En condiciones habituales la superficie de los metales está recubierta con películas sólidas adsorbidas de lubricante, óxidos, humedad y vapores que impiden el contacto metálico. El calentamiento y la presión elevada, particularmente en los puntos de contacto de las microirregularidades, destruyen la película; las partículas de metal se aproximan a una distancia, a la cual surgen fuerzas de interacción molecular y cristalina que provocan la unión del metal.

Los metales iguales y los metales con estructura cristalina semejante son los más propensos a la soldadura. La heterogeneidad estructural, la presencia en el metal de varias fases e inclusiones no metálicas (carburos, óxidos) evitan la soldadura. Los aceros templados de estructura martensítica (si no tiene lugar el revenido del acero debido al recalentamiento) son resistentes contra la soldadura.

*La corrosión por frotamiento* (corrosión — erosión) consiste en la oxidación de la superficie del metal durante las microcizalladuras como resultado del aumento local de la temperatura. En las super-

ficies de acero y de fundición se forman óxidos de hierro (principalmente $Fe_2O_3$) en forma de manchas de herrumbre, y si la corrosión es demasiado fuerte, en forma de aglomeración de polvo de color marrón. En las superficies de bronce aparecen películas verdes de óxidos de cobre.

Los medios principales para evitar el endurecimiento por deformación en frío y la soldadura son los siguientes:

disminución de las deformaciones y las microcizalladuras de las superficies conjugadas (aumento de la rigidez de la construcción, apretura de fuerza de las uniones, transmisión sin huelgos del momento torsional);

extracción del calor que se desprende como resultado de los microdesplazamientos (empleo de juntas hechas de materiales termoconductores y en las uniones que trabajan con huelgos, el empleo de aceite refrigerante);

empleo de recubrimientos divisorios (fosfatización, cobreado, estañado, cadmiado, zincado, aplicación de películas polimeras, introducción de grasas sólidas sobre la base de bisulfuro de molibdeno, grafito coloidal, etc.);

aumento de la dureza y termorresistencia de la capa superficial; creación de estructuras resistentes contra la soldadura (calorización, sulfonación, nitruración, cromado por difusión, recubrimiento de boro; véase la tabla 24).

El procedimiento constructivo principal para evitar el endurecimiento por deformación en frío y la soldadura consiste en crear en las superficies conjugadas *apretura*, radial (por las superficies cilíndricas) o axial (por las superficies extremas). La apretura eleva bruscamente la rigidez de todo el conjunto, disminuye las deformaciones elásticas del sistema y frena eficazmente el desplazamiento recíproco de las superficies conjugadas.

En la figura 228 se aportan los procedimientos para sujetar las piezas encajadas en los árboles.

La sujeción sin tensado (fig. 228, *a*) o con tensado débil (fig. 228, *b*) no es aceptable para las uniones de fuerza.

Se aplica vastamente el procedimiento de tensado axial con apoyo del cubo en el ribete del árbol (fig. 228, *c*). La magnitud de la apretura radial aquí depende del tipo de ajuste del cubo en el árbol. Cuanto más pesadas sean las condiciones de trabajo, tanto más apretado se debe hacer el encaje. En las uniones extremas se aplica también la apretura con un tornillo central (fig. 228, *d*) o una apretura más fuerte con tuerca interior (fig. 228, *e*).

El ajuste a presión asegura una apretura puramente axial (fig. 228, *f*). Introduciendo en la unión pasadores cónicos (fig. 228, *g*) puede lograrse prácticamente la transmisión sin huelgos del momento torsional y excluir la posibilidad de los microdesplazamientos angulares de las superficies conjugadas. No obstante, la unión resulta inseparable.

Una unión fuerte se asegura con la apretura en cono (fig. 228, *h*).

*Tabla 24*

**Procedimientos para prevenir la soldadura**

| Proceso | Esencia del proceso | Tecnología del proceso | Designación |
|---|---|---|---|
| Fosfatización | Depósito de una película cristalina de fosfuro en la superficie | Tratamiento en una disolución de fosfatos Fe, Mn, Zn | Creación de una película resistente al desgaste divisoria |
| Calorización | Depósito de una película cristalina de $Al_2O_3$ en la superficie. Formación de disoluciones duras de Al en hierro α en la capa superficial | Mantenimiento en una mezcla de polvos de ferroaluminio y de $Al_2O_3$ a 900—1000° C (5—8 h) | Aumento de la termorresistencia y de la resistencia a la corrosión de la capa superficial |
| Sulfonación | Formación de sulfuros férricos en la capa superficial | Mantenimiento en masa fundida de sulfatos ($NaS \times 9H_2O$) y prusiatos (catalizadores) a 550—580° C (2—4 h) | Atribución de propiedades contra rasguños; aumento de la estabilidad contra la soldadura |
| Nitruración | Formación de nitruros sólidos de Fe, Al, Mo, etc., en la capa superficial | Mantenimiento en una atmósfera de amoniaco a 500—550° C (20—30 h) | Aumento de la termorresistencia, resistencia a la corrosión y dureza (*HV* 800—1200) |
| Cromado por difusión | Formación de carburos de cromo y disoluciones duras de Cr en hierro α en la capa superficial | Mantenimiento en un medio de cloruros de cromo volátiles $CrCl_2$, $CrCl_3$ (cromado por gas) a 800—1200° C (5—6 h) | Aumento de la termorresistencia y dureza (*HV* 1200—1400) |
| Recubrimiento de boro | Formación de boruros de Fe y de disoluciones duras B en hierro α en la capa superficial | Mantenimiento en una mezcla de polvos de carburo de boro ($B_4C$) y bórax ($Na_2B_4O_7$) a 900—1100° C (5—6 h) | Aumento de la termorresistencia y dureza superficial (*HV* 1500—1800) |

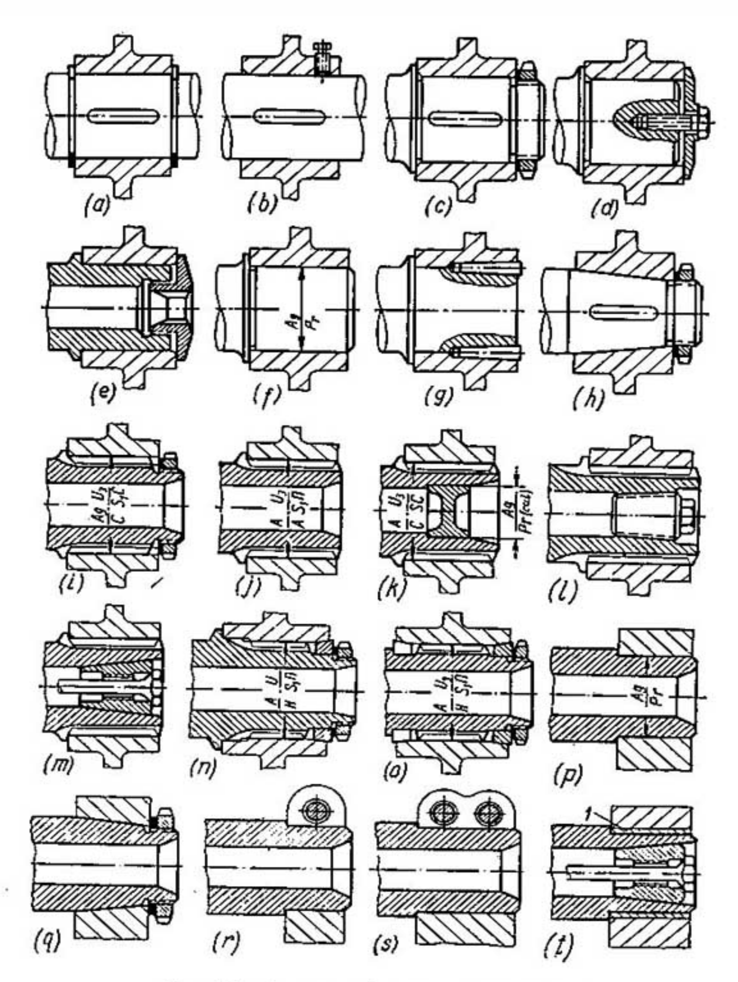



**Fig. 228. Apretura de uniones cilíndricas**

La magnitud de la apretura radial depende de la fuerza de tensado de la tuerca. En las uniones de responsabilidad es obligatoria la apretura con llave dinamométrica, aunque este procedimiento no

garantiza una apretura correcta, ya que la fuerza de apretura depende en mucho del estado de las superficies conjugadas.

En las uniones por estrías con ajuste corredizo (*C* por el diámetro centrador, *S*, *C* por las facetas de trabajo de las estrías) es obligatoria la apretura con tuerca (fig. 228, *i*). Para las uniones inseparables o raramente desmontables se emplea el ajuste a presión o apretado por el diámetro centrador y el ajuste exacto por las facetas de trabajo (fig. 228, *j*). En la fig. 228, *k* se muestra el procedimiento para crear la apretura radial mediante el prensado de un tapón en la cavidad interior del árbol. Resulta una unión inseparable. En las construcciones desarmables, la apretura se realiza con un tapón de rosca cónica (fig. 228, *l*) o con cono apretado por medio de un tornillo central (fig. 228, *m*). En este último caso en el tapón debe prevenirse una rosca para el extractor.

En las uniones por estrías de responsabilidad fuertemente cargadas el cubo se aprieta sobre conos (fig. 228, *n*, *o*).

En el caso de unión de piezas cilíndricas con prismáticas (por ejemplo, la unión de los muñones con los brazos en los árboles cigüeñales desarmables), además de los procedimientos anteriormente enumerados (ajuste a presión, ajuste cónico, figura 228, *p*, *q*), se aplica la apretura por manguito partido (fig. 228, *r*, *s*), así como la apretura por tapón cónico (fig. 228, *t*). Para evitar el endurecimiento por deformación en frío, en las superficies conjugadas se coloca un casquillo *1* de bronce de pared delgada o envuelto de hoja de latón.

En la construcción de uniones de manguitos partidos es necesario asegurar el apriete uniforme por todo el círculo del manguito. En la figura 229, *a* se muestra el ejemplo de una construcción errónea. El momento torsional desde el muñón al brazo lo transmiten dos espigas. Al tensar el manguito las facetas

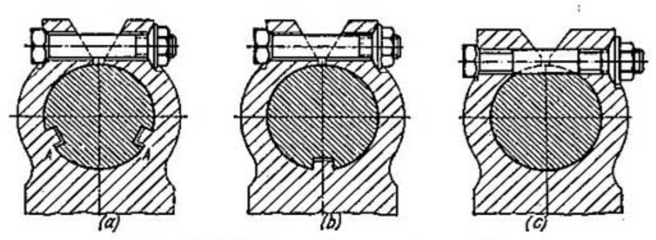



Fig. 229. Uniones de manguito partido

superiores de las espigas se apoyan en las paredes de las ranuras. El sector *AA* queda sin tensar; en éste es inevitable la acritud (endurecimiento por deformación en frío). En la construcción correcta (fig. 229, *b*) la espiga está situada en el eje de simetría del manguito. La apretura uniforme se asegura también en la construcción con transmisión del momento torsional por un tornillo prisionero colocado en la muesca del muñón (fig. 229, *c*).

Por las causas indicadas anteriormente el apriete por manguito no es aplicable para las uniones por estrías exteriores.

# 6 Resistencia al contacto

A una carga de contacto la fuerza actúa sobre un sector muy pequeño de la superficie, como consecuencia de lo cual en la capa superficial del metal surgen elevadas tensiones. Este tipo de carga aparece con frecuencia durante el contacto de cuerpos esféricos y cilíndricos con superficies planas, esféricas o cilíndricas. De ejemplo nos pueden servir los cojinetes de contacto rodante, las ruedas dentadas, los rodillos del embrague de rueda libre, los variadores de fricción, etc.

Al resolver teóricamente el problema sobre el estado tensado en la zona de contacto de los cuerpos elásticos (Hertz, Beliáev, Feppl) se presupone que la carga es estática, los materiales de los cuerpos son homogéneos e isótropos, el área de contacto es pequeña en comparación con las superficies y los esfuerzos efectivos están dirigidos normalmente a esta área.

Fig. 230. Esquemas de carga por contacto: a — de esferas b — de cilindros

En la zona de contacto se forma un área plana, cuyas dimensiones dependen de la elasticidad de los materiales y de la forma de los cuerpos a comprimir. Al comprimir esferas (fig. 230, *a*) el área tiene el aspecto de una circunferencia de diámetro

$$\delta = 1{,}4 \sqrt[3]{\frac{P\theta}{E}} \text{ mm},$$

donde $P$ es la carga, en kgf;

$E = \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ es el módulo reducido de elasticidad de los materiales de las esferas, en kgf/mm²;

$\vartheta = \frac{dD}{D \pm d}$ es el diámetro reducido de las esferas, en mm (el signo menos se refiere al caso de contacto de una superficie convexa con una cóncava de diámetro $D$).

La presión máxima tiene lugar en el centro del área y es 1,5 veces mayor que la presión media

$$p_{\text{máx}} = 1,5 \frac{P}{0,785\delta^2}.$$

En el caso de compresión de cilindros; (fig. 230, *b*) el área tiene forma de rectángulo de anchura

$$b = 1,5 \sqrt{q \frac{\vartheta}{E}} \text{ mm},$$

donde $\vartheta$ es el diámetro reducido de los cilindros;

$q$ es la carga por unidad de longitud de los cilindros en kgf/mm.

La presión máxima tiene lugar en la línea media del área y es 1,27 veces mayor que la presión media

$$p_{\text{máx}} = 1,27 \frac{q}{b}.$$

Las fibras del material en la zona de acción de las presiones máximas se encuentran en estado de compresión multilateral; en ellas surgen tensiones de compresión recíprocamente perpendiculares $\sigma_x$, $\sigma_y$, $\sigma_z$ y tensiones de cizalladura octaédricas $\frac{\sigma_z - \sigma_y}{2}$, $\frac{\sigma_z - \sigma_x}{2}$, $\frac{\sigma_y - \sigma_x}{2}$ que forman con las primeras un ángulo de 45°. La distribución de estas tensiones (en partes de la presión máxima $p_{\text{máx}}$ en el área de contacto) por la profundidad de la capa superficial (en partes de la anchura $b$ del área de contacto) se muestra en la figura 231. Las tensiones normales (fig. 231, *a*) tienen la mayor magnitud ($\sigma_z = \sigma_y = p_{\text{máx}}$; $\sigma_x = 0,5p_{\text{máx}}$) en la superficie, las tensiones de cizalladura (fig. 231, *b*) a la distancia (0,25—0,4) $b$ de la superficie.

En condiciones de compresión multilateral el límite de fluencia de los aceros templados de alta resistencia alcanza 300—500 kgf/mm², lo que es aproximadamente 4—5 veces mayor que el límite de fluencia a la tensión de compresión uniaxial.

En las construcciones de maquinaria la carga, como regla general, suele ser cíclica debido al cambio periódico de la magnitud de la fuerza efectiva, así como debido a un movimiento relativo de los cuerpos de contacto que suele tener lugar.

Fig. 231. Distribución de tensiones en la capa superficial en el sector de contacto (caso de compresión de cuerpos cilíndricos):
*a* — normales; *b* — tangenciales

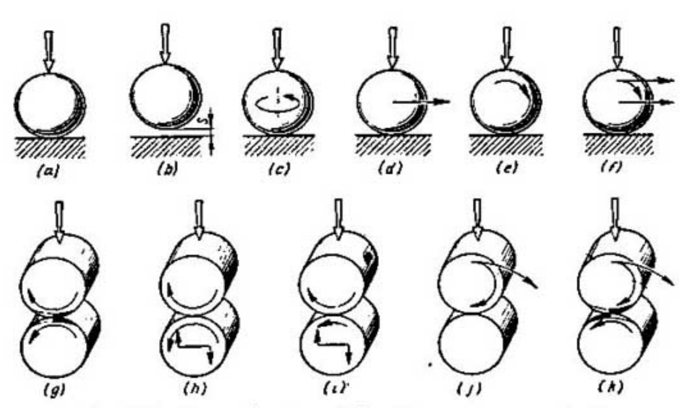



Fig. 232. Casos fundamentales de carga por contacto

Los esquemas fundamentales de trabajo de las articulaciones (fig. 232) a una carga de contacto (entre paréntesis se dan analogías constructivas) son:

*a*) carga estática (tornillo elevador de carga con extremo esférico); *b*) carga de impacto (empujador con capacete esférico); *c*) rotación de una esfera alrededor del eje normal al área de contacto (pivote de rótula); *d*) desplazamiento de una esfera paralelamente a la superficie de apoyo (mecanismo de palancas con percusor esférico); *e*) rodamiento de una esfera por la superficie de apoyo (guía rectilínea sobre apoyos de bolas); *f*) rodamiento y desplazamiento simultáneo de una esfera con relación a la superficie de apoyo (rodamiento con resbalamiento); *g*) transmisión de rotación desde un cilindro a otro sin resistencia en el cilindro accionado (laminado de una superficie cilíndrica con rodillo); *h*) ídem en presencia de resistencia en el cilindro accionado (discos del variador de fricción); *i*) ídem en presencia de resbalamiento; *j*) asentado de un cilindro con otro cilindro (cojinete de rodillos); *k*) ídem en presencia de resbalamiento entre los cilindros (los dientes de las ruedas dentadas).

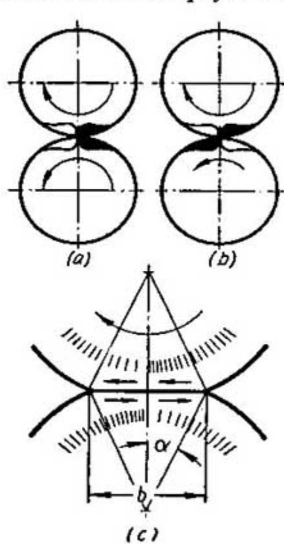


Fig. 233. Compresión y tracción en la zona de contacto

En los esquemas según la figura 232, *e—k* la carga tiene un carácter cíclico incluso si la fuerza efectiva es estática; a la carga se someten sucesivamente distintos puntos de las superficies.

El movimiento relativo de los cuerpos de contacto altera la distribución hertziana de las tensiones en la zona de contacto. La capa superficial en la zona de contacto se somete a la compresión y tracción en dirección tangencial. La disposición de las zonas de compresión y tracción depende de la cinemática del movimiento. En el resbalamiento (fig. 232, *d*) y rodamiento puro (fig. 232, *e*, *g*, *j*) las zonas de compresión en ambas superficies conjugadas, situadas a un lado del centro de contacto (al encuentro del movimiento), al otro lado el material experimenta extensión (fig. 233, *a*).

En el rodamiento con resbalamiento (véase por ejemplo la figura 232, *i*, *k*) el sector de compresión, en la superficie adelantada, está situado ante el centro de contacto (al encuentro del movimiento) y en la superficie atrasada, al contrario; en los sectores opuestos el material se somete a extensión (tracción) (fig. 233, *b*).

En la zona de compresión de la superficie adelantada (fig. 233, *c*) ocurre una aproximación y desplazamiento de las fibras del material en el sentido indicado por las saetas. En la zona de tracción las fibras, estirándose elásticamente, se desplazan en la misma dirección. En la superficie atrasada las fibras se desplazan en sentido contrario. Como resultado en la superficie de contacto surgen fuerzas de rozamiento que desvían las fuerzas efectivas desde la perpendicular hacia el área de contacto. La tracción y compresión tangencial varían la forma del estado tensado, en la zona de contacto.

La tracción y compresión periódica de las fibras provoca, incluso en el caso de rodamiento puro con resistencia en el cuerpo accionado (véase la fig. 232, *h*), el retraso sistemático del cuerpo accionado. La longitud de la superficie del cuerpo accionador en el ángulo $\alpha$ (véase la fig. 233, *c*) es igual a $b/2 - \Delta b$, donde $\Delta b$ es el acortamiento elástico de la superficie. La longitud de la superficie del cuerpo accionado en el mismo sector es igual a $b/2 + \Delta b'$, donde $\Delta b'$ es el alargamiento elástico de la superficie. Por consiguiente, la velocidad de rotación del cuerpo accionado es menor que la del cuerpo accionador en la relación

$$i = \frac{b/2 - \Delta b}{b/2 + \Delta b'} = \frac{1 - 2\Delta b/b}{1 + 2\Delta b'/b}.$$

Prácticamente $i = 0{,}99 \div 0{,}995$.

De lo anterior está claro que las condiciones reales en la zona de contacto son mucho más complejas que en el caso de carga estática, debido a lo cual las fórmulas deducidas para el caso de carga estática son aplicables sólo como primera aproximación.

La longevidad de las uniones cargadas cíclicamente se determina por la resistencia a la fatiga del material a carga de contacto. Las curvas de resistencia a la fatiga dependen del tipo de carga. Por su aspecto general, estas curvas son próximas a las de fatiga para los casos de estado tensado uniaxial (tracción, compresión. flexión) con la sola diferencia de que los valores numéricos de las tensiones destructoras son mucho mayores y las curvas no tienen sector horizontal (límite de fatiga) claramente expresado.

Un significado decisivo para la resistencia a la fatiga, en las condiciones de carga de contacto, tiene la dureza de la capa superficial (fig. 234).

El proceso de rotura por fatiga durante el rodamiento, así como durante el resbalamiento de las superficies de contacto a pequeña velocidad, transcurre de modo particular. Las grietas primarias aparecen en la zona de acción de las tensiones máximas tangentes a una profundidad igual a 0,3—0,4 de la dimensión del área de contacto. Desarrollándose gradualmente, éstas salen a la superficie, formando una erupción puntual característica. En la ulterior etapa los defectos puntuales se agrandan y se fusionan en cadenas; en los sectores entre las cadenas se exfolian y desmenuzan las partículas gruesas de metal. Este fenómeno se llama *picadura*. Como resultado de la picadura la articulación (junta), como regla general, se hace inservible.

El aumento de la velocidad del movimiento relativo (rodamiento con resbalamiento) ejerce en cierto grado influencia favorable. La capa deteriorada, en el proceso de desgaste se elimina gradualmente, gracias a lo cual no surge el desmenuzamiento. La longevidad de la

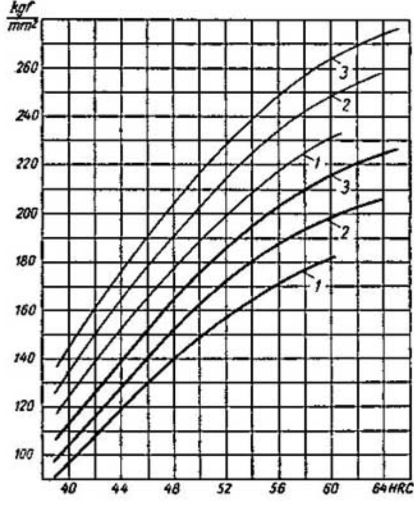



**Fig. 234. Resistencia a la fatiga por contacto en función de la dureza *HRC*:**

*1* — acero 45JN (elaboración por corriente de alta frecuencia); *2* — acero 20J2N4A (cementación); *3* — acero ShJ15 (temple y bajo revenido). Las líneas llenas son las tensiones límite para $N = 10^7$ ciclos; las líneas finas, para $N = 10^6$ ciclos

articulación aquí depende de la intensidad del desgaste abrasivo que varía en el curso del tiempo la forma primaria de las superficies de contacto.

Un ejemplo característico de la rotura por contacto a la fatiga es la picadura de las superficies de trabajo de los dientes de las ruedas dentadas. La picadura se concentra en los sectores del diente próximos al círculo primitivo. Esto se explica porque para valores ordinarios del coeficiente de recubrimiento $\varepsilon = 1{,}2—1{,}8$ el diente en estos sectores soporta la carga él solo; en los sectores próximos a la cabeza y al pie, la carga la reciben dos dientes. Además, en los sectores centrales del perfil tiene lugar rodamiento sin resbaladura, mientras que en los sectores, en la cabeza y raíz, tiene lugar también el resbalamiento. Estos sectores se someten a una acción bruñidora de las superficies conjugadas que eliminan los deterioros superficiales, pero con el tiempo conduce a la distorsión del perfil evolvente.

La presencia de lubricante actúa de dos maneras. A presiones moderadas, en la zona de contacto, la película lubricante contribuye a un reparto más uniforme de las presiones y al aumento de la superficie real de contacto. El rodamiento de las superficies crea un determinado efecto hidrodinámico: en la película que se desaloja de la holgura surgen presiones elevadas que contribuyen a la división de las superficies metálicas.

En presencia de deslizamiento el efecto hidrodinámico se expresa aún más bruscamente. El aceite atraído por la superficie movible pasa continuamente a la parte estrecha de la holgura, dividiendo las superficies metálicas. A correlaciones favorables (altas velocidades de deslizamiento, pequeñas presiones específicas, elevada viscosidad del aceite) en la articulación comienza el rozamiento líquido.

A altas presiones en la zona de contacto, la presencia de aceite ejerce influencia negativa. Bajo la acción de la superficie que se mueve, así como debido a la capilaridad, el aceite penetra en las porosidades y microgrietas y las ensancha, provocando el desmenuzamiento acelerado del metal. Este fenómeno se expresa de un modo particularmente brusco en el caso en que una de las superficies, en la zona de elevada presión experimenta tracción (fig. 233, *b*) que contribuye a abrir las microgrietas.

El problema de elevar la resistencia mecánica de las articulaciones de contacto reside, en primer lugar, en disminuir la magnitud de las presiones en el área de contacto, dando una forma conveniente a las superficies conjugadas.

## 6.1 Articulaciones esféricas

La tensión máxima $\sigma_{máx}$ en la capa superficial en el caso de compresión de dos esferas según Hertz es

$$\sigma_{máx}=0{,}6\sqrt[3]{\frac{PE^2}{d^2}}\sqrt[3]{\left(1\pm\frac{1}{a}\right)^2}\ \text{kgf/mm}^2, \tag{98}$$

donde $P$ es la carga que actúa en la articulación, en kgf;
$E$ es el módulo de elasticidad normal del material de las esferas, en kgf/mm²;
$d$ es el diámetro de la esfera menor, en mm;
$a=\frac{D}{d}$ es la relación de los diámetros de las esferas mayor y menor.

El signo menos se refiere al caso de trabajo de la esfera por la superficie esférica cóncava.

Si están dados $d$, $P$, $E$, la tensión máxima es proporcional a la magnitud adimensional

$$\sigma_0=\sqrt[3]{\left(1\pm\frac{1}{a}\right)^2}. \tag{99}$$

A esta magnitud se la puede llamar *tensión reducida máxima de contacto*. La tensión máxima real es igual al producto de $\sigma_0$ por el factor $0{,}6\sqrt[3]{\frac{PE^2}{d^2}}$.

Los valores $\sigma_0$ en función de $a$ se dan en el diagrama de la figura 235 para tres casos de carga: esfera con esfera, esfera con un aloja-

miento esférico y esfera con un plano ($D = \infty$; $\sigma_0 = 1$). Sobre la base del diagrama pueden hacerse las siguientes deducciones.

La tensión tiene magnitud máxima ($\sigma_0 = 1,59$ en el caso de compresión de dos esferas de igual diámetro ($a = 1$). Con el aumento del diámetro de una de las esferas la tensión cae, haciéndose igual a $\sigma_0 = 1$ siendo $a = \infty$ (caso de esfera que se apoya en un plano).

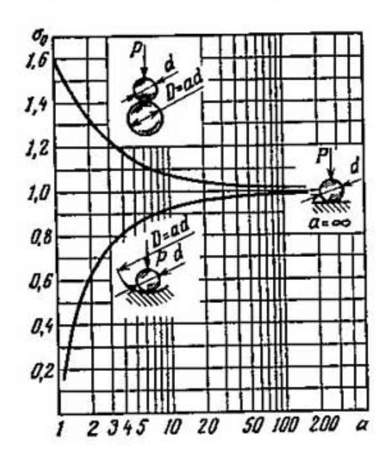



Fig. 235. Tensión máxima reducida $\sigma_0$ en función de $a = D/d$ (caso de compresión de esferas)

Al hacer contacto una esfera con una superficie esférica cóncava las tensiones son considerablemente menores que en el caso anterior y caen bruscamente con la disminución de $a$, es decir, con la aproximación del diámetro de la superficie esférica cóncava, al diámetro de la esfera, tendiendo a cero para $a = 1$ (el diámetro de la superficie esférica cóncava es igual al diámetro de la esfera).

Esto no significa que las tensiones desaparecen, sino que sólo demuestra que la fórmula de Hertz no es aplicable para valores de $a \approx 1$, ya que en este caso se altera una de las hipótesis que sirven de base de la teoría (hipótesis sobre insignificancia de las dimensiones del área de compresión en comparación con las dimensiones de las esferas). Siendo $a = 1$, así como para valores de $a$, muy próximos a la unidad, las tensiones deben determinarse como tensiones de aplastamiento.

Transformemos la fórmula (98) del siguiente modo. Sustituyamos en la expresión subradical $\frac{P}{d_2}$ por la magnitud $\sigma_{com} = \frac{P}{0,785d^2}$, donde $\sigma_{com}$ es la tensión de compresión en kgf/mm² que surge bajo la acción de la fuerza $P$ en la sección central de la esfera de diámetro $d$ (tensión real para las esferas plenas y convencional para las esferas cortadas y los cuerpos con superficie esférica limitada).

En la mayoría aplastante de los casos las articulaciones de contacto se ejecutan de acero ($E = 21\ 000$ kgf/mm²). Al sustituir este valor la fórmula (98) toma la forma

$$\sigma_{máx} = 430 \sqrt[3]{\sigma_{com}\, \sigma_0}, \qquad (100)$$

donde $\sigma_0$ es la tensión reducida [fórmula (99)].

En la figura 236 se representa el diagrama que abarca todos los tres tipos de carga y que muestra la magnitud $\sigma_{máx}$ en función

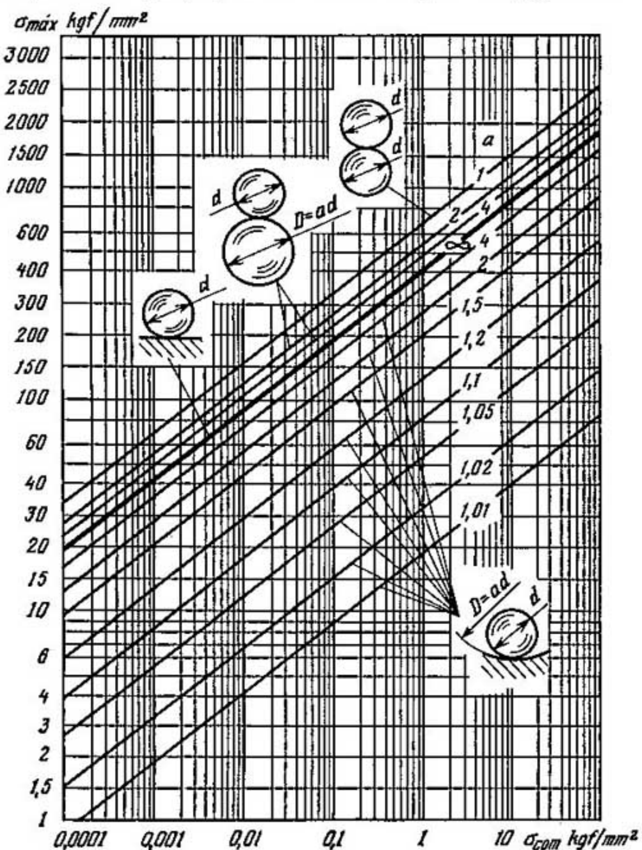



Fig. 236. Tensiones máximas $\sigma_{máx}$ en función de la tensión de compresión $\sigma_{com}$ para distintos valores de $a = D/d$ (caso de compresión de esferas)

de $\sigma_{com}$ para los distintos valores de $a$ y que permite resolver fácilmente todos los problemas vinculados con el cálculo de las articulaciones esféricas.

Aportemos algunos ejemplos.

*Ejemplo 1.* Hallar la tensión máxima en una bola de 10 mm de diámetro apoyada en plano y cargada por la fuerza $P = 15$ kgf.

La tensión de compresión $\sigma_{com} = \frac{P}{0,785d^2} = 1,27 \frac{16}{100} \approx 0,2$. Partiendo desde el punto $\sigma_{com} = 0,2$ en el eje de abscisas hacia arriba hasta el encuentro con la línea $a = \infty$, hallamos en el eje de ordenadas $\sigma_{máx} = 250$ kgf/mm².

*Ejemplo 2.* La carga y el diámetro de la bola son los mismos. La bola está apoyada en un alojamiento esférico con $a = 1,02$. La tensión de compresión en la bola evidentemente es la misma que en el caso anterior ($\sigma_{com} = 0,2$). Elevándose desde este punto hasta el encuentro con la línea $a = 1,02$, hallamos en el eje de ordenadas $\sigma_{máx} = 18$ kgf/mm².

*Ejemplo 3.* Viene dada la carga de 100 kgf. La tensión admisible es $\sigma_{máx} = 50$ kgf/mm². Hallar el diámetro, que satisfaga esta condición, de la bola establecida en un alojamiento esférico con $a = 1,02$.

Partiendo desde el punto $\sigma_{máx} = 50$ kgf/mm² por la horizontal hasta el encuentro con la línea $a = 1,02$, hallamos en el eje de abscisas $\sigma_{com} = 4$ kgf/mm². De aquí el diámetro de la bola es

$$d = \sqrt{\frac{1,27P}{\sigma_{com}}} = \sqrt{\frac{1,27 \cdot 100}{4}} = 5,7 \text{ mm}.$$

Puesto que el material en el área de contacto trabaja en condiciones de compresión multilateral, al calcular las articulaciones de contacto se toleran tensiones altas (100—200 kgf/mm²). En el caso de carga de impacto las tensiones admisibles se disminuyen 2—3 veces.

Al fabricar articulaciones con carga de contacto se emplean aceros térmoendurecidos, preferentemente para cojinetes de bolas del tipo ShX15 y ShX15SG (la dureza después del temple y bajo revenido es *HRC* 62—65).

Aclaremos en plano general la influencia que ejerce el diámetro de la esfera en la resistencia mecánica. De la ecuación (100)

$$\sigma_{máx} = 430 \sqrt[3]{\sigma_{com}}\, \sigma_0 = 430 \sqrt[3]{1,27 \frac{P}{d^2}}\, \sigma_0. \qquad (101)$$

Por consiguiente, la tensión máxima es inversamente proporcional a $d^{2/3}$.

Sobre la base de la fórmula (101) se ha construido el gráfico de la figura 237.

Como se ve por el gráfico el aumento del diámetro de la esfera disminuye bruscamente las tensiones en la banda de pequeños diámetros; con el aumento del diámetro la disminución se hace más lenta. Empezando por cierto valor de $d$, la disminución se hace poco perceptible. En el caso considerado para $a = 1,02—1,1$ esto

empieza a diámetros de la esfera de 20—30 mm. Los límites del aumento conveniente del diámetro para el caso de trabajo de esfera por esfera es mucho mayor.

En resumen comparemos la resistencia mecánica en condiciones de contacto puntual y superficial (fig. 238). Tomemos para todos

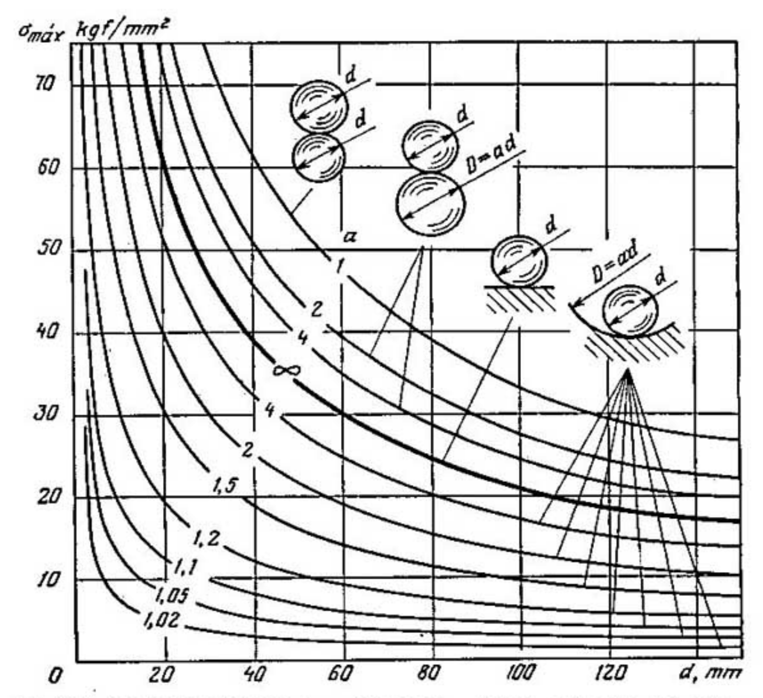



Fig. 237. Tensiones máximas $\sigma_{máx}$ (siendo $P = 1$ kgf) en función del diámetro $d$ de la esfera

los casos $\sigma_{com} = 0{,}1$ kgf/mm². Para los casos *3* y *4* de contacto superficial esta tensión evidentemente es igual a la tensión de aplastamiento $\sigma_{aplas}$ en las superficies de apoyo ($\sigma_{aplas} = \sigma_{com} = 0{,}1$ kgf/mm²).

A continuación, se dan las magnitudes de $\sigma_{máx}$ para los casos *1* y *2*, así como las relaciones $\sigma_{máx}/\sigma_{aplas}$ que caracterizan la resistencia mecánica comparable de las uniones con contactos puntuales y superficiales. Dado que las

tensiones admisibles en el caso de carga de contacto son en término médio 5 veces mayor que las tensiones admisibles de aplastamiento $\sigma_{aplas}$, entonces la comparación la llevaremos en relación con $\sigma_{máx}/5\sigma_{aplas}$

| | Caso 1 | Caso 2 |
|---|---|---|
| $\sigma_{máx}$ en kgf/mm² . . . . . . . . . . . . . . . . . . . | 200 | 15 |
| $\sigma_{máx}/\sigma_{aplas}$ . . . . . . . . . . . . . . . . . . . | 2000 | 150 |
| $\sigma_{máx}/5\sigma_{aplas}$ . . . . . . . . . . . . . . . . . . . | 400 | 30 |

Como se ve, la resistencia mecánica de la articulación para la disposición de la esfera en el plano es 400 veces menor que en el caso

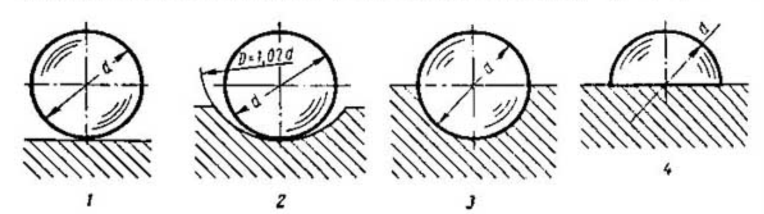



Fig. 238. Articulaciones esféricas:
1 y 2 — con contacto por puntos; 3 y 4 — con contacto superficial

de contacto superficial, y cuando la esfera está situada en un alojamiento esférico con $a = 1{,}02$, entonces es 30 veces menor.

## 6.2 Articulaciones cilíndricas

En las articulaciones cilíndricas la tensión máxima según Hertz es igual a

$$\sigma_{máx} = 0{,}6 \sqrt{\frac{PE}{ld}} \sqrt{1 \pm \frac{1}{a}}\ \text{kgf/mm}^2, \tag{102}$$

donde $P$ es la fuerza que actúa en la articulación, en kgf;
$E$ es el módulo de elasticidad normal del material de los cilindros, en kgf/mm²;
$d$ es el diámetro del cilindro menor, en mm;
$l$ es la longitud de los cilindros, en mm;
$a = D/d$ es la relación de los diámetros de los cilindros mayor y menor.

El signo menos se refiere al caso de trabajo del cilindro por una superficie cilíndrica cóncava.

Designando

$$\sqrt{\left(1 \pm \frac{1}{a}\right)} = \sigma_0; \qquad \frac{P}{ld} = \sigma_{com}$$

y tomando $E = 21\,000$ kgf/mm², tendremos

$$\sigma_{\text{máx}} = 87 \sqrt{\sigma_{\text{com}}}\, \sigma_0 \text{ kgf/mm}^2, \tag{103}$$

donde $\sigma_0$ es la tensión máxima de contacto reducida;

$\sigma_{\text{com}}$ es la tensión de compresión en la sección meridional del cilindro de diámetro $d$.

Los valores de $\sigma_0$ en función de $a$ se dan en el diagrama de la figura 239 para tres casos de carga: cilindro por cilindro, cilindro en un alojamiento cilíndrico y cilindro por un plano ($D = \infty$; $\sigma_0 = 1$).

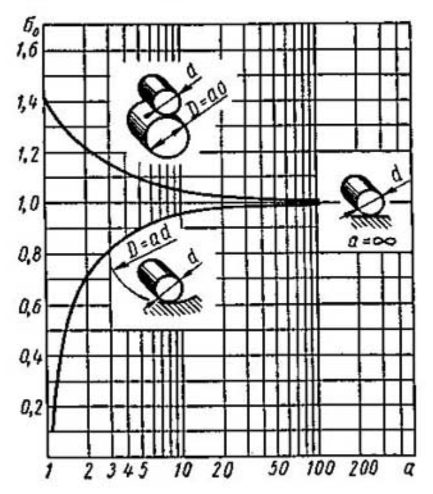



Fig. 239. Tensión máxima reducida $\sigma_0$ en función de $a = D/d$ (caso de compresión de cilindros)

Por su aspecto general las curvas $\sigma_0$ son próximas a las curvas para las articulaciones esféricas (véase la fig. 235). Las tensiones tienen una magnitud máxima en el caso de compresión de cilindros de igual diámetro ($\sigma_0 = 1{,}41$), se reducen al trabajar el cilindro por un plano ($\sigma_0 = 1$) y caen bruscamente en el caso de trabajar éste en un alojamiento cilíndrico, tendiendo a cero cuando el diámetro del alojamiento es igual al diámetro del cilindro ($a = 1$).

En la figura 240 se muestra el diagrama para calcular articulaciones cilíndricas compuesto a base de la ecuación (103). De la confrontación de este gráfico con el de la figura 236 se ve que las tensiones $\sigma_{\text{máx}}$ para las articulaciones cilíndricas a iguales valores de $\sigma_{\text{com}}$ son considerablemente menores que en el caso de esferas.

La relación de las tensiones $\sigma_{\text{máx est}}$ en las articulaciones esféricas a las tensiones $\sigma_{\text{máx cil}}$ en las articulaciones cilíndricas, de acuerdo con las ecuaciones (100) y (103) es igual a

$$\frac{\sigma_{\text{máx esf}}}{\sigma_{\text{máx cil}}} = \frac{430 \sqrt[3]{\sigma_{\text{com}}}\, \sigma_{0\,\text{esf}}}{87 \sqrt{\sigma_{\text{com}}}\, \sigma_{0\,\text{cil}}}.$$

Siendo igualdad $\sigma_{\text{com}}$

$$\frac{\sigma_{\text{máx esf}}}{\sigma_{\text{máx cil}}} = 5\, \frac{1}{\sigma_{\text{com}}^{1/6}} \cdot \frac{\sigma_{0\,\text{esf}}}{\sigma_{0\,\text{cil}}}.$$

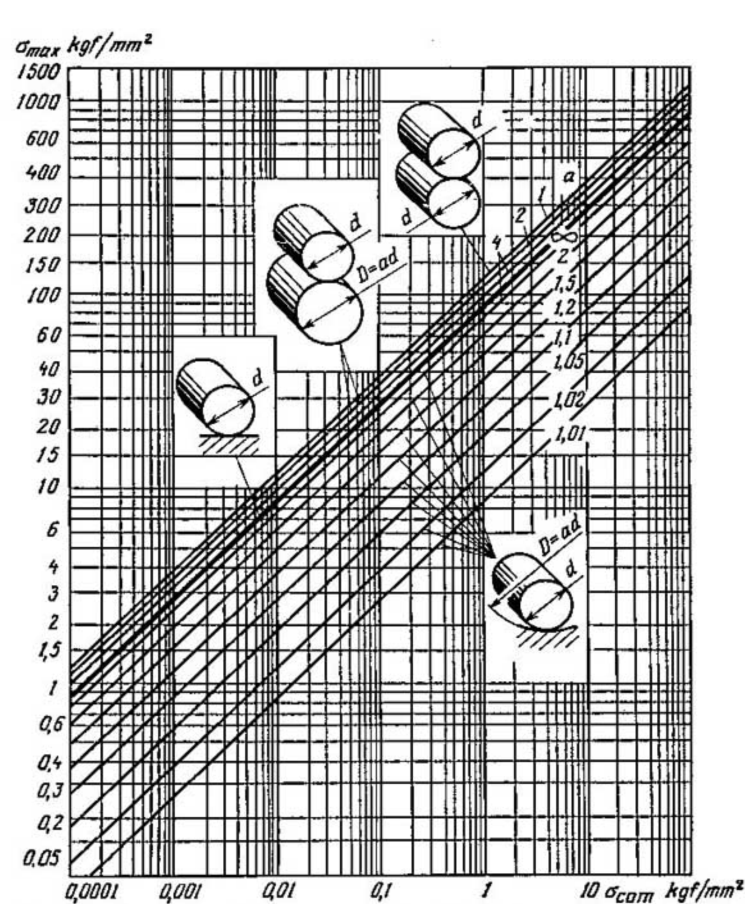



Fig. 240. Tensiones máximas $\sigma_{máx}$ en función de la tensión de compresión $\sigma_{com}$ para distintos valores de $a = D/d$

Las relaciones, calculadas por esta ecuación, $\frac{\sigma_{máx\,esf}}{\sigma_{máx\,cil}}$ en funcion de $\sigma_{com}$ para distintos valores de $a$ vienen dadas en la figura 241. Como se ve por el gráfico, las tensiones $\sigma_{máx\,esf}$ superan las tensiones $\sigma_{máx\,cil}$ 7—15 veces para pequeños valores de $\sigma_{com}$, y 1,1—2,5 veces para grandes valores.

Comparemos la resistencia mecánica de las articulaciones cilín-

dricas en el caso de contacto lineal (casos 1, 2, de la figura 242) con la resistencia mecánica de las articulaciones con contacto superficial (casos 3, 4). Análogamente al caso de articulaciones esféricas tomamos la tensión de compresión $\sigma_{com} = 0{,}1$ kgf/mm². Para las articulaciones con contacto superficial, las tensiones de aplastamiento son iguales a las tensiones de compresión ($\sigma_{aplas} = \sigma_{com} = 0{,}1$ kgf/mm²). A continuación, se dan los resultados de la comparación

| | Caso 1 | Caso 2 |
|---|---|---|
| $\sigma_{máx}$ en kgf/mm³ | 30 | 4 |
| $\sigma_{máx}/\sigma_{aplas}$ . . . | 300 | 40 |
| $\sigma_{máx}/5\sigma_{aplas}$ . . | 60 | 8 |

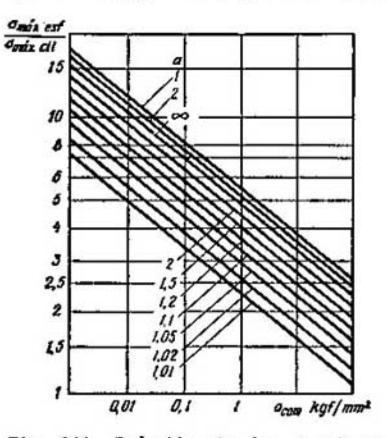


Fig. 241. Relación de las tensiones $\sigma_{máx\ esf}$ en las articulaciones esféricas a las tensiones $\sigma_{máx\ cil}$ en las articulaciones cilíndricas en función de $\sigma_{com}$

Como se ve, la resistencia mecánica de las articulaciones para la disposición del cilindro en un plano es 60 veces menor y para la disposición en un alojamiento cilíndrico con $a = 1{,}02$ es 8 veces menor que la resistencia mecánica al contacto superficial.

Aclaremos la influencia que ejerce el diámetro de los cilindros en la resistencia mecánica de la articulación.

Presentemos la ecuación (103) en la siguiente forma:

$$\sigma_{máx} = 87\sqrt{\sigma_{com}}\,\sigma_0 = 87\sqrt{\frac{P}{bd^2}}\,\sigma_0, \qquad (104)$$

donde $b = \frac{l}{d}$ es la relación de la longitud del cilindro respecto a su diámetro.

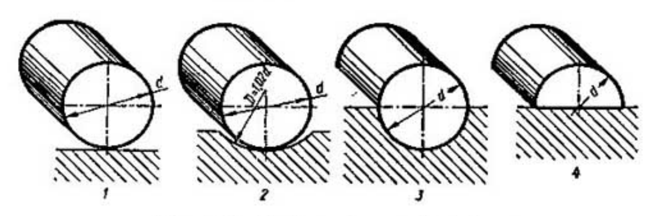


Fig. 242. Articulaciones cilíndricas:
1 y 2 — con contacto por puntos; 3 y 4 — con contacto superficial

Para los cilindros geométricamente semejantes $b = \text{const}$. De este modo, de la ecuación (104) se desprende que a otras condiciones iguales las tensiones $\sigma_{\text{máx}}$ son inversamente proporcionales al diámetro del cilindro.

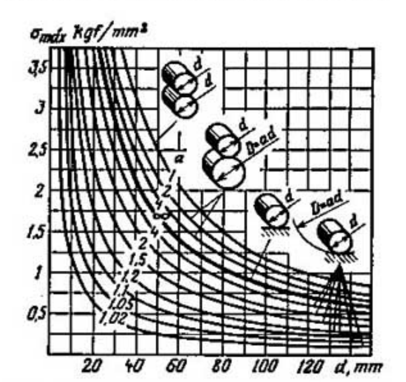


Fig. 243. Tensiones máximas $\sigma_{\text{máx}}$ en función del diámetro $d$ del cilindro (siendo $P = 1$ kgf y $l/d = 1$)

Las magnitudes $\sigma_{\text{máx}}$ calculadas por la ecuación (104) se dan en el gráfico de la figura 243 para los distintos diámetros del cilindro. La forma general de las curvas $\sigma_{\text{máx}}$ es análoga a la forma de las curvas para las articulaciones esféricas (véase la fig. 237). La diferencia reside sólo en que en el caso de cilindros las tensiones son menores y la influencia del diámetro en la resistencia mecánica es mayor que en el caso de esferas.

Si están dados la carga y el diámetro de los cilindros, la carga de las articulaciones cilíndricas puede aún elevarse, aumentando la longitud de los cilindros, es decir, disminuyendo las tensiones de compresión $\sigma_{\text{com}}$. En las articulaciones esféricas se carece de esta posibilidad.

Prácticamente, el aumento de la longitud de los cilindros está limitado por que en los cilindros largos (con una relación de $l/d > 1{,}5-2$), se observa una distribución irregular de la carga por la longitud, concentrándose ésta en los bordes de los cilindros debida a la inexactitud de fabricación.

Confrontemos la resistencia mecánica de las articulaciones esféricas (contacto puntual) y cilíndricas (contacto lineal) con la resistencia de las articulaciones de contacto superficial (fig. 244). Por unidad tomemos las tensiones de aplastamiento para la esfera apoyala en el alojamiento con $a = 1$ ($\sigma_{\text{aplas}} = 0{,}1$ kgf/mm²).

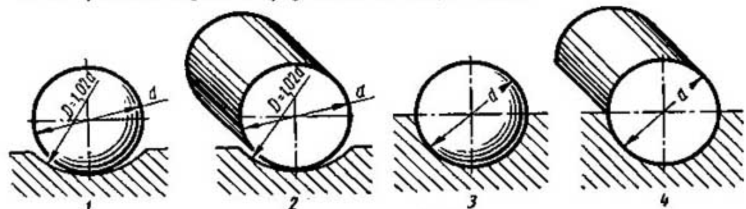


Fig. 244. Esquemas de articulaciones con contacto:
1 — por puntos; 2 — lineal; 3 y 4 — superficial

En la tabla 25 se dan los resultados de la comparación.

Como se ve, siendo $a = 1{,}02$ la resistencia mecánica de las uniones con contacto puntual es 30 veces menor y la de las uniones con contacto lineal 8 veces menor que la resistencia mecánica de la unión con contacto superficial de una esfera con un plano. En el caso de unión con contacto superficial del cilindro con un plano las correspondientes cifras son iguales a 40 y 10.

*Tabla 25*

**Tensiones en distintas articulaciones**

| Articulación | Tensiones | | | |
|---|---|---|---|---|
| | $\sigma_{máx}$, en kgf/mm² | $\sigma_{aplas}$, en kgf/mm² | $\sigma_{máx}/\sigma_{aplas}$ | $\sigma_{máx}/5\sigma_{aplas}$ |
| Esfera en el alojamiento ($a = 1{,}02$) | 15 | — | 150 | 30 |
| Cilindro en el alojamiento ($a = 1{,}02$) | 4 | — | 40 | 8 |
| Contacto superficial ($a = 1$) | — | 0,1 | 1 | 1 |
| Contacto superficial (cilindro con $l/d = 1$) | — | 0,0785 | 0,785 | 0,785 |

Por consiguiente, el contacto lineal es más conveniente que el puntual (en el caso considerado 4 veces aproximadamente) y el superficial en tantas veces más ventajoso que el lineal.

### 6.2.1 Reglas de diseñado

Las reglas del diseñado de articulaciones esféricas y cilíndricas que soportan altas cargas son las siguientes.

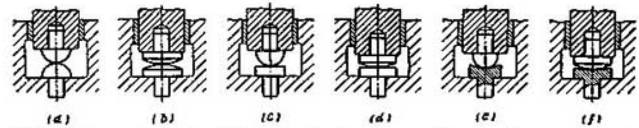



Fig. 245. Endurecimiento del conjunto de rangua de empuje con rodamiento de bolas

Las piezas en contacto deben ser templadas hasta una dureza no inferior de *HRS* 60—62 y mecanizadas con un acabado no inferior de ∇ 10.

Con el fin de disminuir las tensiones de contacto, en los casos en que esto lo permiten las condiciones de trabajo de la articulación,

los cuerpos que perciben la carga conviene apoyarlos en alojamientos con un diámetro próximo al diámetro del cuerpo ($D/d = 1{,}01$—$1{,}02$). En la figura 245 se da un ejemplo del endurecimiento sucesivo de una articulación esférica (conjunto de quicionera de bolas). La construcción más ventajosa es la de esfera de gran diámetro situada en un alojamiento esférico (fig. 245, *f*).

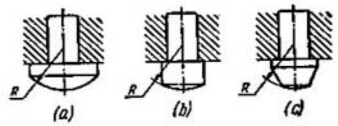



Fig. 246. Reducción de las dimensiones de la superficie de trabajo esférica

En virtud de que incluso en el caso de esferas y cilindros de gran diámetro que se conjugan con alojamientos próximos a ellos por el diámetro, la superficie de contacto es extremadamente insignificante, por el interés de reducir el tratamiento mecánico de precisión es mejor dar a la superficie de trabajo las menores dimensiones aceptables por la tecnología de fabricación (fig. 246).

En todos los casos en que esto sea posible por la construcción, conviene emplear el contacto lineal en lugar del puntual y el superficial en lugar del lineal y puntual.

De ejemplo nos puede servir la articulación de dos palancas con ayuda de un bulón cilíndrico sujeto a una de las palancas y que se

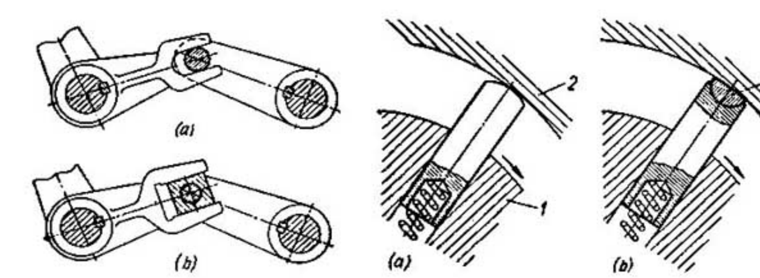



Fig. 247. Sustitución del contacto lineal por el superficial en la articulación de palancas

Fig. 248. Sustitución del contacto lineal por el superficial, en la paleta de una bomba rotativa

desliza por la orejeta de la otra. La construcción según la figura 247, *a* no es conveniente, ya que el contacto en las superficies de rozamiento es lineal y el bulón desgasta rápidamente la superficie de la orejeta. En la construcción racional (fig. 247, *b*) en el bulón se ha encajado un dado que se desliza por las facetas laterales en la orejeta de la palanca. Aquí, el contacto entre el bulón y el agujero del dado, así como entre las facetas del dado y de la orejeta, es superficial, lo que aumenta bruscamente la longevidad de la articulación.

Otro ejemplo es la paleta de una bomba rotativa (fig. 248, *a*). Un extremo de la paleta resbala por la ranura del rotor *1*, mientras que el otro, cargado por la fuerza del muelle y de la fuerza centrífuga, se desplaza con respecto al cuerpo excéntrico inmóvil *2*. El contacto entre la paleta y la pared del cuerpo es lineal; la paleta al moverse desgasta la superficie cilíndrica del cuerpo. Las condiciones de trabajo pueden mejorarse introduciendo una pieza insertada cilíndrica *3* (fig. 248, *b*). El contacto entre la pieza insertada y la pared del cuerpo es superficial, lo que disminuye bruscamente el desgaste.

### 6.2.2 Articulaciones que trabajan bajo carga de impacto

Las condiciones de trabajo de las articulaciones cargadas cíclicamente empeoran bruscamente, si en la articulación hay huelgo. Las superficies articuladas se separan y se juntan periódicamente; la carga resulta de impacto. En una construcción incorrecta la articulación queda rápidamente fuera de servicio como resultado del recalentamiento, endurecimiento por deformación en frío y rotura de las superficies de trabajo.

Para aumentar la capacidad de trabajo de las uniones que experimentan cargas de impacto es conveniente:

elevar la elasticidad del sistema, introduciendo amortiguadores que atenúen los impactos;

disminuir las tensiones en las superficies de trabajo, sustituyendo el contacto puntual y lineal por el superficial y, aumentando las dimensiones de la superficie;

atribuir a las superficies de trabajo elevada resistencia mecánica, dureza y térmorresistencia (por ejemplo, mediante la estelitación);

disminuir por todos los medios o eliminar por completo las holguras, en las articulaciones;

suministrar a las articulaciones abundante lubricación con el fin de crear una película de aceite amortiguadora, desviar el calor que se desprende durante los impactos y (en caso de superficies de acero templadas), con el fin de prevenir el revenido;

disminuir el peso de los eslabones del mecanismo para reducir las cargas de inercia.

En caso de carga controlada (por ejemplo, en los mecanismos accionados por medio de levas) conviene disminuir por todos los medios la magnitud de la carga y el grado de su impacto, disminuyendo las aceleraciones que surgen en el sistema (empleo de levas de perfil conveniente, por ejemplo, parabólicas y polinomiales).

En la figura 249 se aporta un ejemplo de endurecimiento sucesivo del conjunto de accionamiento de un vástago con movimiento alternativo. Ya que entre las superficies de contacto es inevitable el huelgo $h$ (fig. 249, *a*), la carga tiene carácter de impacto. Por la cinemática del sistema el movimiento del balancín va acompañado

del desplazamiento de la punta del percutor por el extremo del vástago, lo que hace las condiciones de trabajo de la articulación aún más pesadas.

La capacidad de trabajo de la articulación puede elevarse, empleando una contera en el vástago y percutor atornillado, templados

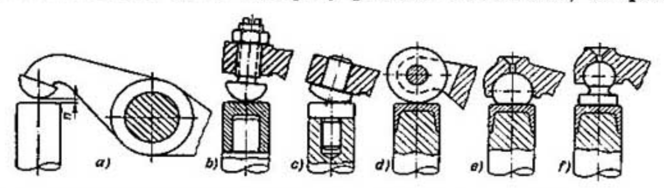



Fig. 249. Elevación de la capacidad de trabajo de las articulaciones que se someten a cargas de impacto (accionamiento del empujador por balancín)

hasta una dureza elevada (fig. 249, *b*). La insuficiencia de esta construcción es el contacto puntual.

Las condiciones de trabajo de la articulación se mejoran también con el empleo de un percutor con superficie cilíndrica de gran radio que asegure el contacto lineal con reducida magnitud de las tensiones de contacto (fig. 249, *c*).

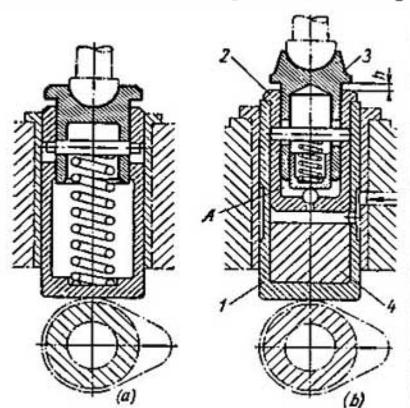



Fig. 250. Empujadores:
*a* — de muelle; *b* — hidráulico

En la fig. 249, *d* se representa una construcción aún mejor, en la que el rozamiento de deslizamiento se ha sustituido por el rozamiento de rodadura.

En las construcciones (fig. 249, *e*, *f*) más racionales el percutor se ha hecho en forma de pieza insertada esférica con superficie de trabajo plana. El contacto lineal aquí se ha sustituido por el superficial, debido a lo cual las presiones sobre las superficies de trabajo se reducen bruscamente. Gracias a la forma esférica de la pieza insertada, la articulación posee la propiedad de autoajustarse, lo que asegura el reparto uniforme de las cargas en la superficie de trabajo, para todas las distorsiones posibles del sistema.

En las construcciones según la figura 249, *d*, *f*, la superficie de trabajo del vástago se ha estelitizado. La estelita, poseyendo alta

dureza (HRC 50—55), al mismo tiempo, a diferencia del acero templado no pierde la dureza a elevadas temperaturas.

Un ejemplo del aumento de la elasticidad del sistema del empujador se da en la figura 250, *a*. Al sobrepasar la fuerza del tensado previo el muelle se comprime, amortiguando el golpe. El sistema es aplicable en los casos en que a elevados valores de la fuerza accionadora es admisible cierta desviación de la ley del movimiento del eslabón final del mecanismo de la calculada establecida por el perfil de la leva accionadora.

Junto con el aumento de la dureza y la reducción de la presión específica sobre las superficies de trabajo, es conveniente disminuir por todos los medios la holgura en la articulación. La introducción de regulación (véase la fig. 249, *b*) permite establecer una holgura mínima compatible con la condición del trabajo correcto del mecanismo, así como compensar su aumento como resultado del desgaste. No obstante, la regulación dificulta la explotación, ya que exige un control periódico del estado del mecanismo.

La mejor solución reside en eliminar automáticamente la holgura en la articulación. Una de las soluciones posibles de este problema consiste en introducir compensadores hidráulicos.

En la figura 250, *b* se muestra un empujador hidráulico empleado en los mecanismos de accionamiento de las válvulas de los motores de combustión interna.

El empujador representa un vaso *1* que se desplaza alternativamente en el manguito guía, bajo la acción de la leva y el vástago unido al mecanismo de accionamiento de la válvula. El muelle de la válvula atribuye al empujador la carrera de retroceso. En el cilindro *2* se desliza el émbolo buzo *3* con alojamiento esférico bajo el vástago accionador del mecanismo de válvula. En la cavidad *A* se ha establecido una válvula de bola cargada por un resorte ligero.

Por el sistema de conductos, a la cavidad *A* pasa continuamente aceite desde la tubería principal de inyección del motor. Entreabriendo la bola, el aceite penetra debajo del émbolo buzo y lo desplaza del cilindro hasta eliminar totalmente la holgura *h* en todos los eslabones del mecanismo. El área del émbolo buzo se calcula de tal modo que la presión del aceite no pueda abrir la válvula del motor o disminuir sustancialmente la fuerza desarrollada por el muelle de la válvula.

Al tropezar la leva con el empujador, aumenta la presión del aceite en la cavidad bajo el émbolo buzo, debido a lo cual la válvula de bola se cierra. El esfuerzo del accionamiento se transmite por la columna de aceite encerrado en el espacio *A*. Debido a que el aceite es prácticamente incompresible, el mecanismo funciona como un sistema rígido.

Después de que la leva desciende del empujador la presión en la cavidad de aceite, bajo el émbolo buzo, disminuye y el aceite del conducto principal de nuevo se dirige bajo el émbolo buzo, completando la fuga que hubo durante la carrera de trabajo del empujador, debido a la infiltración del aceite a través de las holguras, entre el émbolo buzo y el cilindro.

El sistema asegura automáticamente un funcionamiento sin holguras del mecanismo a cualesquiera variaciones del huelgo, debidas a las expansiones térmicas del sistema, así como al desgaste de las superficies de trabajo de los eslabones del mecanismo.

Como se ve de lo expuesto, la fuga del aceite por debajo del émbolo buzo no repercute en el trabajo del mecanismo. Es más, la fuga es una condición infalible de su trabajo correcto. Si el sistema fuera hermético, al disminuir la

temperatura del motor (al disminuir la carga, al trabajar en vacío), cuando la holgura en la articulación disminuye, aparecería el peligro del cierre incompleto de las válvulas. Los émbolos buzos que sobresalen de los cilindros a la magnitud correspondiente a la holgura elevada precedente, no teniendo posibilidad de asentarse mantendrían las válvulas del motor algo entreabiertas, lo que alteraría la distribución correcta del gas. La fuga de aceite permite al mecanismo adaptarse a la disminución de las holguras.

En los períodos iniciales de arranque, cuando no hay presión en el conducto principal de aceite, el sistema funciona un corto tiempo con elevadas holguras, ya que el esfuerzo del accionamiento en este tiempo se transmite por el tope del émbolo buzo al extremo del empujador. Tan pronto como la bomba de aceite desarrolla presión, el sistema entra en acción. Para reducir la duración de los períodos de trabajo con elevada holgura, es conveniente disminuir el volumen del conducto principal impulsor de aceite, así como el volumen de las cavidades de aceite de los empujadores, por ejemplo, con ayuda de desplazadores ejecutados de materiales ligeros (el desplazador *4* mostrado en la fig. 250, *b*). Es conveniente también aumentar la productividad de la bomba de aceite.

# 7 Tensiones y deformaciones térmicas

Las temperaturas elevadas se observan no sólo en los motores de combustión interna, turbinas, compresores* de alta presión, etc., sino también en las máquinas, en las cuales el calentamiento es consecuencia de los procesos de trabajo. En las máquinas «frías», se calientan los mecanismos que trabajan a altas velocidades y grandes cargas (transmisiones por engranaje, cojinetes, mecanismos de levas, etc.). Las piezas sometidas a cargas cíclicas se calientan como resultado de la histéresis elástica durante los ciclos repetidos con frecuencia de carga y descarga.

El aumento de la temperatura va acompañado del cambio de las dimensiones lineales de las piezas y puede provocar altas tensiones.

## 7.1 Tensiones térmicas

Si el material, al fructuar la temperatura, está privado de la posibilidad de dilatarse o comprimirse libremente, en él surgen tensiones térmicas. Esto ocurre como resultado del frenado de las deformaciones térmicas de la pieza por las piezas conjugadas (*frenado de contigüidad*) o del frenado de las deformaciones de las fibras de la pieza por las fibras contiguas (*frenado de forma*).

### 7.1.1. Frenado de contiguidad

Un ejemplo del frenado de contigüidad es el caso de la unión rígida de varias piezas que tienen en el trabajo distinta temperatura o que están hechas de materiales con diferente coeficiente de dilatación lineal.

Supongamos que el espárrago *1* (fig. 251) y el manguito *2* son fabricados de materiales con coeficiente de dilatación lineal $\alpha_1$

y $\alpha_2$ respectivamente, con la particularidad de que $\alpha_2 > \alpha_1$. Las temperaturas de las piezas son iguales respectivamente a $t_1$ y $t_2$. Durante el calentamiento, desde la temperatura inicial (supongamos desde cero) el espárrago y el manguito en estado libre se alargarían a las magnitudes $l\alpha_1 t_1$ y $l\alpha_2 t_2$ ($l$ es la longitud de la unión). En un sistema apretado la diferencia de los alargamientos es $l(\alpha_2 t_2 - \alpha_1 t_1)$ (en unidades relativas $\alpha_2 t_2 - \alpha_1 t_1$) provocan *apretura de temperatura*). En la unión surge la *fuerza térmica* $P_t$ que provoca por la ley de Hook el alargamiento del espárrago igual, en unidades relativas, a $P_t/E_1F_1$, y el acortamiento del manguito igual a $P_t/E_2F_2$ ($E_1$ y $E_2$ son respectivamente los módulos de elasticidad normal de los materiales; $F_1$ y $F_2$ son las secciones del espárrago y del manguito).

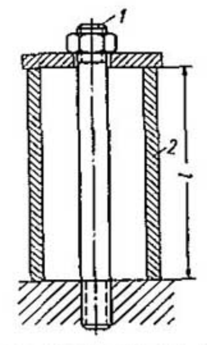



Fig. 251. Esquema del frenado de la contigüidad .

La suma de estas magnitudes por la condición de la compatibilidad de las deformaciones debe ser igual a la magnitud de la apretura de temperatura relativa:

$$\frac{P_t}{E_1F_1} + \frac{P_t}{E_2F_2} = \alpha_2 t_2 - \alpha_1 t_1,$$

de donde

$$P_t = (\alpha_2 t_2 - \alpha_1 t_1)\frac{E_1F_1}{1+\frac{E_1F_1}{E_2F_2}}. \tag{105}$$

Conforme a la ecuación (105) la tensión de tracción en el espárrago es

$$\sigma_1 = \frac{P_t}{F_1} = E_1(\alpha_2 t_2 - \alpha_1 t_1)\frac{1}{1+\frac{E_1F_1}{E_2F_2}}; \tag{106}$$

la tensión de compresión en el manguito es

$$\sigma_2 = \frac{P_t}{F_2} = E_2(\alpha_2 t_2 - \alpha_1 t_1)\frac{1}{1+\frac{E_2F_2}{E_1F_1}}. \tag{107}$$

Para un valor prefijado de $\alpha_2 t_2 - \alpha_1 t_1$ las tensiones son proporcionales a los factores

$$\sigma_{01} = \frac{E_1}{1 + \frac{E_1 F_1}{E_2 F_2}}, \tag{108}$$

$$\sigma_{02} = \frac{E_2}{1 + \frac{E_2 F_2}{E_1 F_1}}, \tag{109}$$

que pueden llamarse *tensiones térmicas relativas*, respectivamente en el espárrago y manguito.

La relación

$$\frac{\sigma_{01}}{\sigma_{02}} = \frac{E_1}{E_2} \cdot \frac{1 + \frac{E_2 F_2}{E_1 F_1}}{1 + \frac{E_1 F_1}{E_2 F_2}} = \frac{F_2}{F_1}, \tag{110}$$

es decir, no depende de los módulos de elasticidad de los materiales del espárrago y del manguito, sino que íntegramente se determina por la correlación de las secciones de los últimos.

Siendo $F_1/F_2 = 1$ las tensiones de tracción en el espárrago son iguales a las tensiones de compresión en el manguito ($\sigma_{01}/\sigma_{02} = 1$).

El material del espárrago suele ser más resistente que el material del manguito (por ejemplo, el caso de espárragos que aprietan las piezas de fundición tipo armazón). Al mismo tiempo, los materiales de fundición, como regla general, resisten mucho mejor la compresión que la tracción.

Supongamos que los espárragos se han fabricado de acero de calidad con una resistencia a la tracción $\sigma_r = 100$ kgf/mm², en tanto que los cuerpos, de acero fundido 20L, de fundición gris SCh 32-52, de fundición de alta resistencia BCh 60-2 y de aleación a base de aluminio AL4 (tabla 26).

Si la resistencia de los espárragos y los cuerpos es igual (es igual el margen de seguridad) sus secciones deben corresponder a la relación $F_1/F_2 = \sigma_{com}/\sigma_r$ conforme a la ecuación (110).

*Tabla 26*

**Relación $F_1/F_2$ siendo los espárragos y los cuerpos de igual resistencia**

| Materiales de los cuerpos | $\sigma_{com}$, en kgf/mm² | $F_1/F_2 = \sigma_{com}/\sigma_r$ |
|---|---|---|
| Acero 20 L | 80 | 0,8 |
| Fundición gris SCn 32-52 | 100 | 1 |
| Fundición de alta resistencia BCh 60-2 | 150 | 1,5 |
| Aleación a base de aluminio AL4 | 25 | 0,25 |

En la práctica, a las secciones de las piezas de fundición se les suele atribuir las configuraciones indispensables para su designación funcional, así como la tecnología de fundición. La resistencia de las piezas tipo armazón, habitualmente, es muchas veces mayor que la de los espárragos de apriete. Por eso, al diseñar uniones de apriete hay que partir, principalmente, de las condiciones de la resistencia mecánica de los espárragos.

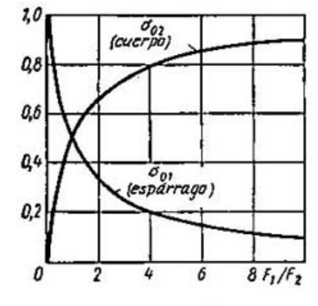



**Fig. 252. Tensiones térmicas relativas $\sigma_{01}$ en la pieza externa y $\sigma_{02}$ en la pieza interna en función de la relación $F_1/F_2$ de sus secciones**

Como se ve por las fórmulas (106) y (107), para los valores prefijados de $E_1$ y $E_2$ las tensiones térmicas en los *espárragos* crecen con la disminución de la relación $F_1/F_2$ (fig. 252), tendiendo a la magnitud $E_1(\alpha_2 t_2 - \alpha_1 t_1)$ siendo $F_2 = \infty$ (cuerpo absolutamente rígido). En el *cuerpo* las tensiones térmicas suben con el aumento de la relación $F_1/F_2$, tendiendo a la magnitud $E_2(\alpha_2 t_2 - \alpha_1 t_1)$, siendo $F_2 = 0$ (cuerpo absolutamente elástico).

En el gráfico de la figura 252 se dan los valores de $\sigma_{01}$ y $\sigma_{02}$ en función de la relación $F_1/F_2$. Por unidad para $\sigma_{01}$ se ha tomado la magnitud $E_1(\alpha_2 t_2 - \alpha_1 t_1)$ y para $\sigma_{02}$, la magnitud $E_2(\alpha_2 t_2 - \alpha_1 t_1)$. Sobre la base del gráfico y de las ecuaciones (108) y (109) pueden hacerse las siguientes deducciones:

para disminuir las tensiones térmicas en los *espárragos* el cuerpo se debe hacer *elástico* y los espárragos, *rígidos*;

para disminuir las tensiones térmicas en el *cuerpo* los espárragos se deben hacer *elásticos* y el cuerpo, *rígido*.

La resistencia mecánica del cuerpo no es el factor determinante para la resistencia mecánica de las uniones de apriete. Por eso, para las uniones cargadas térmicamente se debe seguir la regla: *cuerpo elástico — espárragos rígidos*.

En las ecuaciones (108—109) no figura la longitud de la unión. Esto significa que siendo iguales las longitudes del espárrago y del manguito la fuerza térmica y las tensiones térmicas no dependen de la longitud del espárrago y del manguito. Para otras condiciones iguales estas magnitudes son teóricamente iguales, por ejemplo, en el caso, cuando el espárrago aprieta una brida de 10 mm de espesor o un cuerpo de 500 mm de altura.

Prácticamente, en la magnitud de las tensiones térmicas influyen las deformaciones elásticas de las espiras de la rosca, de las arandelas de apoyo, etc., que pueden reducir las tensiones térmicas. Esta influencia es relativamente mayor en los espárragos cortos. A las deformaciones elásticas pueden adicionarse las deformaciones residuales (aplastamiento de las espiras de la rosca y superficies de apoyo). Los espárragos cortos se debilitan más rápidamente en el servicio que los largos, que conservan mejor la elasticidad.

La resistencia mecánica de las uniones de apriete, además de las tensiones térmicas, depende en sumo grado de la fuerza de apriete previo de la unión y de las fuerzas de trabajo que actúan en la misma. El conjunto de la acción de estos factores y las deducciones prácticas para el diseñado de las uniones de apriete se examinan en el apartado 10.

Como se ve por la estructura de la ecuación (105) son posibles los siguientes procedimientos para disminuir la fuerza térmica:

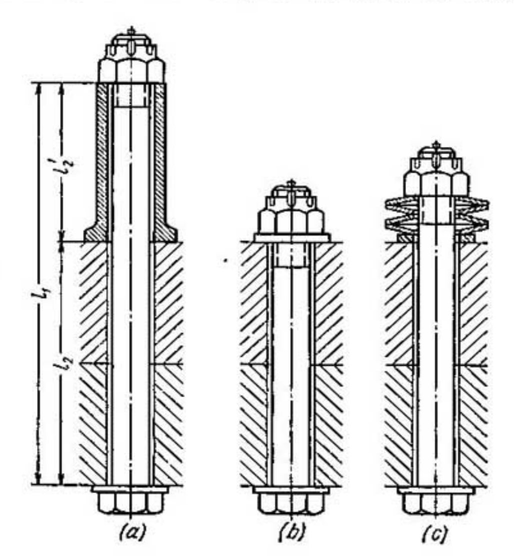



**Fig. 253. Procedimientos para disminuir las tensiones térmicas en las uniones de apriete**

la disminución de la diferencia de temperaturas de las piezas conjugadas (por ejemplo, enfriando la pieza apretada o aumentando la temperatura de la pieza que aprieta);

la disminución de la diferencia entre las magnitudes de los coeficientes de dilatación lineal (mediante la elección respectiva de los materiales de las piezas conjugadas).

Si los materiales de las piezas apretadas y que aprietan se han prefijado, entonces la fuerza térmica puede disminuirse, introduciendo entre ambas piezas elementos intermedios (fig. 253, *a*) hechos de materiales con pequeño coeficiente de dilatación lineal, por ejemplo, invar.

El invar (H36) representa una aleación a base de níquel e hierro (36% de Ni). El coeficiente de dilatación lineal de este material en el intervalo de temperaturas desde $-100$ hasta $+100°$ C es igual a $\alpha = (1,1 \div 2) \cdot 10^{-6}$° C$^{-1}$, aumentando bruscamente cuando $t > 100°$ C (fig. 254).

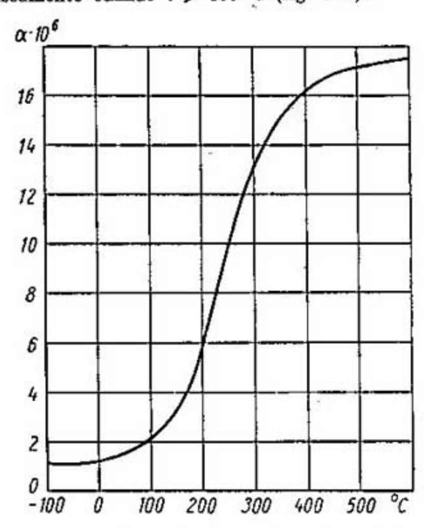



Fig. 254. Coeficiente de dilatación lineal en función de la temperatura

En este caso la apretura de temperatura es

$$l_2\alpha_2 t_2 + l_2'\alpha_2' t_2' - l_1\alpha_1 t_1,$$

donde $\alpha_2$, $\alpha_2'$ y $\alpha_1$ son respectivamente los coeficientes de dilatación lineal de las piezas apretada, intermedia y del tornillo de apriete;

$t_2$, $t_2'$ y $t_1$ y $l_2$, $l_2'$, $l_1$ son respectivamente sus temperaturas y longitudes.

La condición de ausencia de apretura de temperatura es:

$$l_2\alpha_2 t_2 + l_2'\alpha_2' t_2' - l_1\alpha_1 t_1 = 0.$$

Introduciendo $l_2' = l_1 - l_2$ y suponiendo que $t_2 = t_2' = t_1$, obtenemos

$$l_2' = l_2 \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{\alpha_1 - \alpha_2'}. \tag{111}$$

Sustituyendo $\alpha_2 = 22 \cdot 10^{-6}$ (aleación a base de aluminio), $\alpha_2' = 2 \cdot 10^{-6}$ (invar, siendo $t < 150°$ C) y $\alpha_1 = 11 \cdot 10^{-6}$ (acero), hallamos

$$l_2' \approx 1,2 l_2, \tag{112}$$

es decir, para liquidar totalmente la apretura de temperatura, la longitud de la pieza insertada de invar debe ser un 20% más larga que las piezas apretadas. Esta condición constructivamente es difícil de cumplir.

Existen materiales, cuyo coeficiente de dilatación lineal es igual a cero e incluso tiene una magnitud negativa. En el último caso las dimensiones de la pieza disminuyen con el calentamiento. A tales materiales se refieren algunos sitales ($\alpha = -2 \cdot 10^{-6}$). El cálculo por la fórmula (111) da, en este caso, $l_2' = 0{,}8 l_2$. Como se ve, incluso con tales condiciones, el manguito intermedio debe tener una longitud considerable.

Para disminuir las tensiones térmicas, los tornillos de apriete a veces se hacen de materiales con alto coeficiente de dilatación lineal, por ejemplo, de aceros austeníticos al cromo-níquel (fig. 253, *b*) para los cuales $\alpha = (14 \div 18)\, 10^{-6}$. Comparemos el caso de apriete de piezas de aleación a base de aluminio ($\alpha_2 = 22 \cdot 10^{-6}$) con tornillos hechos de acero ordinario de construcción ($\alpha_1 = 11 \cdot 10^{-6}$) y con tornillos de acero austenítico ($\alpha = 16 \cdot 10^{-6}$). Al pasar al acero austenítico las tensiones térmicas disminuyen en la relación

$$\frac{\alpha_2 - \alpha_1}{\alpha_2 - \alpha_1'} \cdot \frac{22 - 11}{22 - 16} = 1{,}84, \qquad (113)$$

es decir, casi 2 veces.

Se debe tener en cuenta que la resistencia mecánica de los aceros austeníticos es considerablemente inferior a la resistencia mecánica de los aceros de construcción de calidad. Por ejemplo, el acero austenítico EI69 con $\alpha = (16 \div 18) \cdot 10^{-6}$ tiene una resistencia a la rotura $\sigma_r = 70$ kgf/mm² y un límite de fluencia $\sigma_{0,2} = 40$ kgf/mm². El acero de construcción 30JGS ($\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$), frecuentemente empleado para fabricar tornillos de fuerza, tiene $\sigma_r = 110$ kgf/mm² y $\sigma_{0,2} = 85$ kgf/mm². Desde el punto de vista de la resistencia mecánica de los tornillos, en el caso dado, es más ventajoso emplear el acero 30JGS, a pesar de su pequeño coeficiente de dilatación lineal.

Además, los aceros austeníticos son considerablemente más caros que los de construcción de aleación baja y media.

Una medida eficaz para disminuir las tensiones térmicas en los tornillos reside en aumentar la elasticidad de la pieza apretada [véase las ecuaciones (106) y (107)]. Si es imposible aumentar la elasticidad de la pieza apretada, entonces debajo de los tornillos se colocan elementos de resorte (fig. 253, *c*), lo que es equivalente al aumento de la elasticidad del cuerpo. Siendo lo suficientemente grande la elasticidad del elemento de resorte, las fuerzas térmicas pueden ser prácticamente anuladas totalmente. El elemento elástico debe ser calculado a la fuerza de apriete previo y las fuerzas de trabajo que actúan sobre la unión.

Este procedimiento se emplea con frecuencia para anular las deformaciones térmicas al colocar en el árbol varias piezas fabrica-

das de aleaciones con elevado coeficiente de dilatación lineal (por ejemplo, los rotores de los compresores axiales multietápicos). Para fijar y apretar tales piezas se necesita una fuerza axial considerable.

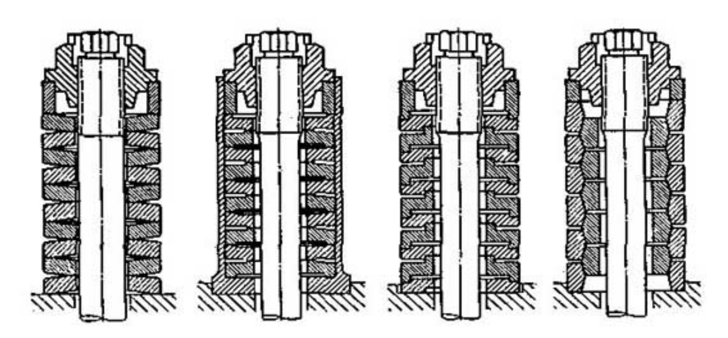


Fig. 255. Construcciones de elementos elásticos en sistemas de apriete de fuerza

Por eso, los elementos elásticos, en este caso, se hacen en forma de un juego de numerosos elementos resistentes y relativamente rígidos (fig. 255) que en conjunto proporcionan la elasticidad necesaria. La metodología del cálculo de los elementos elásticos se da en el apartado 10.

### 7.1.2 Frenado de la forma

Las tensiones térmicas provocadas por el frenado de la forma surgen durante el calentamiento irregular de la pieza, cuando algunas fibras del material están privadas, a causa de la configuración de la pieza, de la posibilidad de extenderse en correspondencia con la ley de la deformación térmica. A diferencia del frenado de la contigüidad, aquí las tensiones surgen sólo al existir *diferencia de temperaturas* en el cuerpo de la pieza (en el caso de un flujo térmico estacionario, cuando el calor pasa de los sectores calientes a los más fríos o en el caso de un flujo térmico inestable, por ejemplo, en el caso de impacto térmico, cuando la onda de calor se propaga por el cuerpo de la pieza).

Como regla general, los sectores *calientes* de la pieza con temperatura que excede la media, se someten a tensiones de *compresión* y los más *fríos*, a tensiones de *tracción*.

Un cuerpo calentado uniformemente, que tiene en todas sus partes igual temperatura, no experimenta tensiones térmicas.

### 7.1.3 Paredes planas

Representémonos una pared plana de espesor $s$ (fig. 256, *a*), a través de la cual, en dirección perpendicular a su plano, pasa un flujo térmico uniforme. Supongamos que la superficie de la pared, orientada hacia la fuente de calor, tiene una temperatura $t_1$ y la

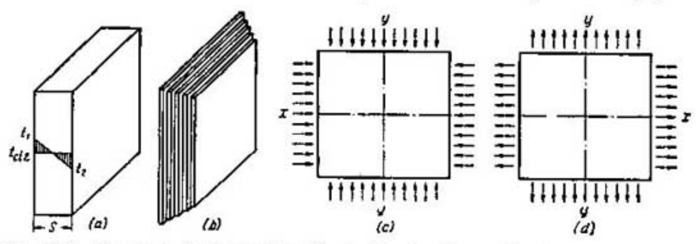



Fig. 256. Esquema de determinación de las tensiones térmicas en una pared plana

superficie opuesta, $t_2$, con la particularidad de que $t_1 > t_2$. La temperatura transversalmente a la pared, como es conocido de la teoría de la transferencia calórica, varía, en este caso, por la ley rectilínea. La temperatura media de la pared es

$$t_{\text{med}} = \frac{t_1 + t_2}{2}, \tag{114}$$

Dividamos mentalmente una placa en una serié de capas delgadas paralelas. Si todas ellas tuvieran la posibilidad de dilatarse libremente bajo la acción de la temperatura, las capas con temperatura superior a la $t_{\text{med}}$ se alargarían en comparación con la capa del medio y las capas con temperatura inferior a la $t_{\text{med}}$ adquirirían dimensiones menores que las de la capa del medio y la placa tomaría la forma representada en la figura 256, *b*.

El alargamiento relativo de la capa extrema, más calentada es

$$e_1 = \alpha\,(t_1 - t_{\text{med}}) = \alpha\left(t_1 - \frac{t_1 + t_2}{2}\right) = \alpha\,\frac{t_1 - t_2}{2}. \tag{115}$$

El acortamiento relativo de la capa extrema, más fría es

$$e_2 = \alpha\,(t_{\text{med}} - t_2) = \alpha\left(\frac{t_1 + t_2}{2} - t_2\right) = \alpha\,\frac{t_1 - t_2}{2}, \tag{116}$$

es decir,

$$e_2 = e_1 = e_{\text{máx}} = \alpha\,\frac{t_1 - t_2}{2}. \tag{117}$$

Si la placa conserva durante el calentamiento la forma plana, todas las capas, en virtud de la deformación conjunta, deben tener las mismas dimensiones, iguales a las dimensiones de la capa del medio. En esta placa las capas más calientes *están comprimidas* por

la acción de freno de las capas contiguas más frías (fig. 256, *c*) y las más frías, *están extendidas* por la acción de las capas más calientes (fig. 256, *d*), cada una por dos direcciones recíprocamente perpendiculares. Las tensiones máximas surgen en las capas superficiales extremas.

Como es conocido de la teoría de la elasticidad el alargamiento relativo en el estado tensado biaxial es:

por el eje $x$

$$e_x = \frac{\sigma_x}{E} - m\frac{\sigma_y}{E}, \tag{118}$$

por el eje $y$

$$e_y = \frac{\sigma_y}{E} - m\frac{\sigma_x}{E} \tag{119}$$

donde $\sigma_x$ y $\sigma_y$ son respectivamente las tensiones por el eje $x$ e $y$;
$E$ es el módulo de elasticidad normal;
$m$ es la constante de Poisson (coeficiente de deformación transversal) que representa la relación de la magnitud de la compresión transversal respecto a la elongación longitudinal en los límites de las deformaciones elásticas en el caso de tracción simple en una dirección.

En el caso de compresión y tracción simétrica (como en el caso considerado)

$$\sigma_x = \sigma_y = \sigma; \qquad e_x = e_y = e.$$

Por consiguiente,

$$\sigma = Ee\frac{1}{1-m}.$$

Sustituyendo en esta expresión la magnitud $e$ de la ecuación (117), obtenemos el valor máximo de las tensiones en las capas extremas

$$\sigma_{máx} = \pm E\alpha\frac{1}{1-m}\cdot\frac{t_1-t_2}{2}, \tag{120}$$

donde el signo más se refiere a la tracción, el signo menos, a la compresión.

Las tensiones transversalmente a la pared se distribuyen por la ley rectilínea análogamente a la ley de variación de la temperatura.

La diferencia de temperaturas puede expresarse en función de la cantidad de calor $Q$ que pasa a través de la pared en unidad de tiempo por unidad de superficie. Según la ley de Fourier

$$Q = \frac{\lambda}{s}(t_1-t_2) \text{ cal/m}^2\text{h}, \tag{121}$$

donde $\lambda$ es el coeficiente de conductibilidad térmica del material en cal/m h °C;
$s$ es el espesor de la pared en $m$.

Sustituyendo el valor $t_1 - t_2$ de la expresión (121) en la ecuación (120), obtenemos

$$\sigma_{máx} = \frac{Q}{2} s \frac{E\alpha}{\lambda} \cdot \frac{1}{1-m}. \qquad (122)$$

### 7.1.4 Resistencia térmica de los materiales

De la expresión (122) se ve que las tensiones térmicas máximas de tracción y compresión para una intensidad prefijada del flujo calorífico son proporcionales al espesor de la pared y al factor $\frac{E\alpha}{\lambda} \cdot \frac{1}{1-m}$ característico para cada material (tabla 27).

*Tabla 27*

**Características de la resistencia térmica de los materiales**

| Materiales | $E \cdot 10^{-3}$ en kgf/mm² | $\alpha \cdot 10^6$ en °C-1 | $\lambda$, en cal/mh °C | $m$ | $\frac{E\alpha}{\lambda} \cdot \frac{1}{1-m}$ | $\sigma_r$, en kgf/mm² | $\frac{\sigma_r \lambda (1-m)}{E\alpha}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Fundiciones grises | 8 | 11 | 35 | 0,15 | 3 | 30 | 10 |
| Aceros al carbono | 21 | 11 | 40 | 0,3 | 8,3 | 60 | 7,2 |
| Aceros aleados | 21 | 12 | 35 | 0,3 | 10,4 | 120 | 11,5 |
| Aceros austeníticos inoxidables | 21 | 16 | 15 | 0,3 | 32 | 70 | 2,2 |
| Aleaciones a base de aluminio: de fundería | 7,2 | 22 | 150 | 0,33 | 1,6 | 20 | 12,5 |
| Aleaciones a base de aluminio: deformables | | | | | | 50 | 31 |
| Aleaciones a base de magnesio: de fundería | 4,2 | 28 | 70 | 0,33 | 2,5 | 15 | 6 |
| Aleaciones a base de magnesio: deformables | | | | | | 25 | 10 |
| Bronces | 11 | 18 | 70 | 0,33 | 4,2 | 60 | 14 |
| Aleaciónes a base de titanio | 12 | 8,5 | 7 | 0,3 | 21 | 120 | 5,7 |

Los materiales con coeficiente de dilatación lineal nulo no experimentan tensiones térmicas, condicionadas por el frenado de la forma.

En la figura 257 se dan los valores del coeficiente de dilatación lineal de distintos materiales en función de la temperatura.

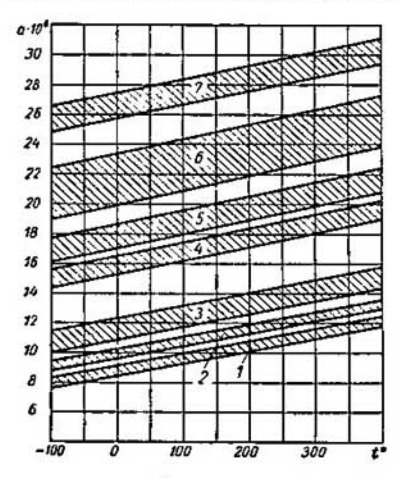



Fig. 257. Coeficiente de dilatación lineal de los metales en función de la temperatura:

*1* — aleaciones a base de titanio; *2* — aceros de la clase martensítica; *3* — aceros de la clase perlítica y fundiciones; *4* — aceros de la clase austenítica; *5* — aleaciones a base de cobre; *6* — aleaciones a base de aluminio; *7* — aleaciones a base de magnesio

El factor $\frac{1}{1-m}$ para todos los materiales es próximo a 1,5 (a excepción de las fundiciones, para las cuales éste es igual a 1,18). Al comparar aproximadamente los materiales por la magnitud de las tensiones térmicas puede utilizarse la expresión simplificada $\frac{E\alpha}{\lambda}$.

De la confrontación de los datos de la tabla 27 se ve que por la magnitud de las tensiones térmicas (pequeño valor del factor $\frac{\alpha}{\lambda}\cdot\frac{1}{1-m}$) los materiales más ventajosos son las aleaciones ligeras, los menos ventajosos son las aleaciones a base de titanio y los aceros inoxidables.

*La resistencia térmica*, es decir, la resistividad del material a la acción de las tensiones térmicas, se caracteriza por la relación del límite de rotura del material $\sigma_r$ al factor $\frac{E\alpha}{\lambda}\cdot\frac{1}{1-m}$ (análogo al márgen de seguridad):

$$n=\frac{\sigma_r\lambda\,(1-m)}{E\alpha}.$$

Los valores de este factor vienen dados en la columna extrema derecha de la tabla 27.

El primer lugar, por la resistividad a las tensiones térmicas (alto valor del factor) lo ocupan las aleaciones a base de aluminio deformables. Las aleaciones a base de titanio y los aceros inoxidables de la clase austenítica son los menos ventajosos.

Las correlaciones aportadas más arriba son válidas a temperaturas aproximadamente de hasta 200° C, cuando los índices de resistencia mecánica, elasticidad, dilatación lineal y conductibilidad térmica para los materiales de construcción ordinarios varían relativamente poco. Estas correlaciones pierden su vigor al pasar a la zona de altas temperaturas. Aquí, en primer plano aparece la *resistencia a altas temperaturas*, es decir, la propiedad de soportar durante largo tiempo tensiones en condiciones de altas temperaturas. A los materiales pirorresistentes pertenecen los aceros, los Ni, W, Mo, Ta, aleados, las aleaciones a base de níquel, las aleaciones a base de titanio, etc. En la zona de altas temperaturas las correlaciones cualitativas entre los materiales, resultan otras. Con el aumento de la temperatura, la mayoría de los materiales examinados más arriba (por ejemplo, los aceros de composición ordinaria) pierden la resistencia mecánica; algunos de ellos no son capaces de aguantar las altas temperaturas (aleaciones ligeras). Las aleaciones a base de titanio, que en condiciones de temperaturas moderadas son casi las peores por la magnitud de las tensiones térmicas, aquí, en virtud de su pirorresistencia, ocupan uno de los primeros lugares.

### 7.1.5 Paredes curvilíneas

En los razonamientos precedentes se suponía que la placa, durante las deformaciones térmicas, conserva la forma plana, es decir, la placa está situada en guías rígidas o que es lo suficientemente rígida contra la acción de la flexión. Si la placa se deforma libremente bajo la acción de la diferencia de temperaturas, las tensiones térmicas disminuyen y en condiciones determinadas pueden desaparecer prácticamente, si la placa es bastante delgada, se ha hecho de material con pequeño módulo de elasticidad y puede curvarse hasta tal punto que sus fibras exteriores se alarguen y las interiores se acorten en la magnitud de $\alpha (t_1 - t_2)$.

La placa en este caso se encorva por la superficie esférica (fig. 258, *a*), cuyo radio medio es

$$R = s\left[\frac{1}{\alpha (t_1 - t_2)} + 1\right].$$

Si la flexión libre es posible sólo en una dirección, la placa se curvará por un cilindro (fig. 258, *b*), cuyo radio medio es

$$R_{\text{med}} = \frac{s}{\alpha (t_1 - t_2)}.$$

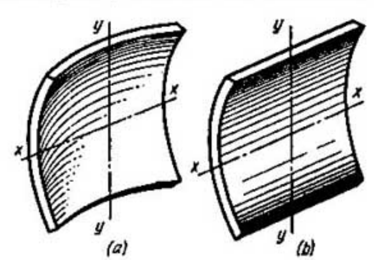


Fig. 258. Flexión de una placa bajo la acción de las tensiones térmicas

Las tensiones por el eje $y$, en este caso, se debilitan o desaparecen completamente, mientras que las tensiones por el eje $x$ se conservan.

La magnitud de estas tensiones puede hallarse, si en la ecuación (118) se sustituye $\sigma_y = 0$.

Entonces

$$e_x = \frac{\sigma_x}{E}.$$

Ya que por la ecuación (117)

$$e_x = \alpha \frac{t_1 - t_2}{2},$$

entonces

$$\sigma_x = E\alpha \frac{t_1 - t_2}{2} = \frac{Q}{2} s \frac{E\alpha}{\lambda}. \tag{123}$$

Por consiguiente, la ecuación (122) expresa el valor máximo de las tensiones térmicas, cuando la pared no puede variar la forma y la ecuación (123) expresa el valor de las tensiones que surgen al variar la forma en una dirección. En los casos intermedios la magnitud de las tensiones térmicas oscila en los límites desde 1 hasta $\frac{1}{1-m}$ (es decir, desde 1 hasta 1,5 por término medio).

### 7.1.6 Tubos cilíndricos

En la práctica se tropieza con casos en que existiendo diferencia de temperaturas, la forma de la pieza, en virtud de su configuración, no varía o varía muy poco. Un ejemplo típico es el tubo cilíndrico de longitud bastante grande. Durante su calentamiento unilateral, por ejemplo, por el interior (fig. 259, *a*), el tubo ensanchándose en las direcciones radial y axial, conserva en total la forma cilíndrica. Las capas interiores más calentadas de la pared, en este caso, experimentan tensiones de compresión, en tanto que las exteriores, más frías, tensiones de tracción.

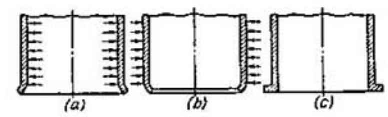


Fig. 259. Deformación del extremo libre de un cilindro

Las tensiones disminuyen sólo en el extremo libre del tubo, donde la influencia de freno de las secciones anulares se debilita, debido a lo cual el tubo se ensancha en forma de embudo.

Al calentar la parte exterior (fig. 259, *b*) el cuadro es inverso: las capas exteriores más calientes se someten a la compresión, las interiores, a la tracción; los extremos libres del tubo convergen hacia el centro.

En los casos en que es necesario conservar una forma cilíndrica correcta, se deben introducir en los extremos nervios anulares de rigidez (fig. 259, *c*).

Las proporciones deducidas para la pared plana son válidas también en el caso del tubo cilíndrico, pero con una corrección que considera la curvatura de las paredes y otra distribución de la temperatura en la sección transversal de la pared.

Para una ley arbitraria de la variación de la temperatura en la sección transversal de la pared (fig. 260), la temperatura media de la pared es

$$t_{\text{med}} = \frac{1}{s} \int_0^s t\, dz$$

y representa la altura de un rectángulo con base $s$, área $abcd$, equidimensional al área del diagrama de temperaturas.

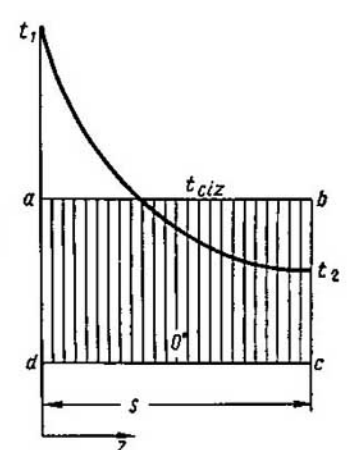



Fig. 260. Esquema para determinar la temperatura media al variar ésta irregularmente

La temperatura transversalmente a la pared cilíndrica siendo el flujo térmico estacionario y dirigido del interior al exterior, varía, como es conocido, por la ley logarítmica

$$t = t_1 - \frac{Qr \ln R}{\lambda},$$

donde $Q$ es la cantidad de calor que pasa por la pared en unidad de tiempo;
$\lambda$ es el coeficiente de conductibilidad térmica;
$r$ y $R$ son respectivamente los radios interior y exterior del cilindro.

En el caso dado la temperatura media de la pared es

$$t_{\text{med}} = \frac{2}{s(R+r)} \int^R t\rho\, d\rho.$$

donde $\rho$ es el radio variable.

La magnitud $t_{\text{med}}$ se determina analítica o gráficamente.

Las tensiones térmicas máximas en las capas extremas de la pared cilíndrica son análogas a la ecuación (120)

$$\sigma_{\text{máx}} = \pm E\alpha \frac{1}{1-m} \cdot \frac{t_1 - t_2}{2} c,$$

donde $c$ es el coeficiente de corrección que tiene en cuenta la cilindricidad de la pared.

Para las tensiones de extensión (lado frío de la pared)

$$c = \frac{2\gamma^2}{\gamma^2 - 1} - \frac{1}{\ln \gamma};$$

para las tensiones de compresión (lado caliente de la pared)

$$c = \frac{2}{\gamma^2 - 1} - \frac{1}{\ln \gamma},$$

donde $\gamma = \frac{R}{r}$.

Para pequeños espesores de las paredes la influencia de la curvatura se puede despreciar y determinar las tensiones térmicas por la ecuación (120).

Las tensiones térmicas pueden alcanzar una magnitud considerable y en algunos casos limitar la resistencia mecánica de la pieza.

Aportemos el ejemplo de un tubo de acero con diámetro interior $d = 100$ mm y exterior $D = 120$ mm, calentado por la parte exterior. La diferencia de temperaturas de las superficies exterior e interior de las paredes es igual a 30 °C.

Las tensiones térmicas según la fórmula (120) para una pared plana son

$$\sigma_{\text{máx}} = E\alpha \frac{1}{1-m} \cdot \frac{t_1 - t_2}{2} = 22 \cdot 10^3 \cdot 11 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}14 \cdot 15 = 5{,}5 \text{ kgf/mm}^2.$$

Los coeficientes de corrección $c$ son:
para la tracción

$$c = \frac{2 \cdot 1{,}2^2}{1{,}2^2 - 1} - \frac{1}{\ln 1{,}2} = \frac{2{,}88}{0{,}44} - \frac{1}{0{,}182} = 6{,}55 - 5{,}5 = 1{,}05;$$

para la compresión

$$c = \frac{2}{1{,}2^2 - 1} - \frac{1}{\ln 1{,}2} = \frac{2}{0{,}44} - \frac{1}{0{,}182} = 4{,}55 - 5{,}5 = -0{,}95.$$

Por consiguiente, las tensiones de tracción son

$$\sigma_{\text{trac}} = 5{,}5 \cdot 1{,}05 = 5{,}8 \text{ kgf/mm}^2;$$

las tensiones de compresión

$$\sigma_{\text{com}} = 5{,}5 \cdot 0{,}95 = 5{,}2 \text{ kgf/mm}^2.$$

Las tensiones térmicas de tracción se obtienen las mismas que en el caso en que el tubo se sometiera a la rotura por la presión interior igual a (al calcular la pared del tubo a tracción según la fórmula de Boyle-Mariotte)

$$p = 10^2 \cdot 5{,}8 \frac{2s}{d} = 10^2 \cdot \frac{5{,}8 \cdot 20}{100} = 116 \text{ at.}$$

### 7.1.7 Adición de las tensiones térmicas y de trabajo

Habitualmente, las tensiones térmicas se combinan con las tensiones debidas a las cargas exteriores. La combinación puede ser favorable, si la adición de las tensiones térmicas y de trabajo disminuye las tensiones resultantes y, desfavorables, si la adición

aumenta las últimas. Esto depende de la proporción de las magnitudes de las tensiones térmicas y de trabajo y de la ley de su variación en sentido transversal a la pared.

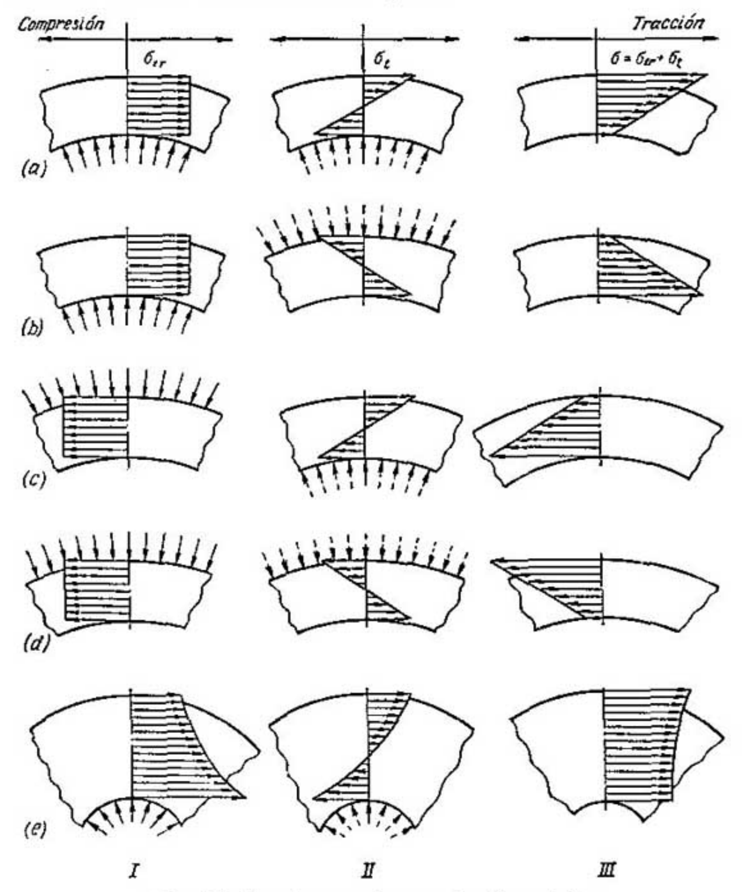



Fig. 261. Tensiones en las paredes de un tubo:
*I* — por las fuerzas de presión; *II* — térmicas; *III* — sumarias

En la figura 261, *a* se da un caso de tubo de pared delgada portante de líquido de trabajo caliente o de gas a alta presión y *refrigerado por el exterior* (en la figura, la dirección de la presión se muestra

con saetas continuas, la dirección del flujo térmico, con punteadas). La distribución de las tensiones de trabajo a través de la pared se representa de acuerdo con la fórmula de Boyle-Mariotte con una línea recta. La adición de las tensiones de trabajo $\sigma_{tr}$ y térmicas $\sigma_t$ crea un pico de tensiones de extensión (esfuerzos de distensión) $\sigma$ en la superficie exterior (fig. 261, *a*, III).

En el caso de tubo portante del líquido de trabajo o de gas bajo presión y *calentado por el exterior* (fig. 261, *b*), la adición de las tensiones de trabajo $\sigma_{tr}$ y térmicas $\sigma_t$ crea un pico de tensiones de extensión $\sigma$ en la superficie interior de la pared.

Si el tubo se somete a presión exterior, durante el calentamiento tanto desde el interior (fig. 261, *c*) como desde el exterior (fig. 261, *d*) en él surgen sólo picos de tensiones de compresión, menos peligrosas que las de extensión (tracción).

En los tubos de paredes gruesas la distribución de las tensiones de trabajo y térmicas a través de la pared es distinta. Aquí, a correlaciones favorables, las tensiones térmicas pueden disminuir las tensiones sumarias y conducir a un reparto más uniforme de las tensiones a través de las paredes (fig. 261, *e*).

Cabe señalar que el aumento del espesor de las paredes no siempre aumenta la resistencia mecánica del tubo contra la acción de los esfuerzos resultantes exteriores y térmicos.

Las tensiones de tracción por la presión interior, iguales para los tubos de paredes delgadas según la fórmula de Boyle-Mariotte a

$$\sigma_{tr} = \frac{pd}{2s},$$

disminuyen con el aumento del espesor de las paredes. Las tensiones térmicas, como se ve por la fórmula (123), a una intensidad prefijada del flujo térmico $Q$ crecen con el aumento del espesor de las paredes. Por consiguiente, existe un espesor óptimo de las paredes, para el cual las tensiones sumarias en la pared tienen el valor mínimo.

Definiendo las tensiones térmicas $\sigma_{tr}$ por la fórmula (122), obtenemos la siguiente expresión para la tensión sumaria:

$$\sigma = \sigma_{tr} + \sigma_t = \frac{pd}{2s} + \frac{Qs}{2} \cdot \frac{E\alpha}{\lambda} \cdot \frac{1}{1-m}.$$

Diferenciando esta expresión con respecto a $s$ e igualando la derivada a cero, obtenemos el valor óptimo $s$, para el cual $\sigma$ tiene una magnitud mínima:

$$s = \sqrt{\frac{pd}{Q}} \sqrt{\frac{\lambda}{E\alpha} \frac{1}{1-m}}, \qquad (124)$$

que, como se ve, depende de los factores de explotación ($Q$, $p$) y de las características del material ($\lambda$, $E$, $\alpha$, $m$).

En la figura 262 se representan, en función del espesor de la pared, las tensiones en un tubo de acero de diámetro $d = 100$ mm siendo $p = 100$ kgf/cm² y $Q = 100\,000$ cal/m²·h. Las tensiones sumarias tienen un mínimo bruscamente



Fig. 262. Espesor óptimo de la pared de un tubo sometido a la acción de las tensiones de trabajo de extensión $\sigma_{tr}$ y térmicas $\sigma_t$

expresado para un espesor de la pared $s \approx 10$ mm. El aumento del espesor de la pared por encima del óptimo conduce al crecimiento de las tensiones.

## 7.1.8 Piezas tipo disco. Rotores

Las tensiones térmicas desempeñan un importante papel en la resistencia mecánica de los rotores de altas revoluciones de las máquinas térmicas (por ejemplo, turbinas, compresores centrífugos y axiales). Siendo sometidos a cargas de rotura por las fuerzas centrífugas, los rotores experimentan al mismo tiempo tensiones térmicas provocadas por la temperatura irregular del cuerpo del rotor. Habitualmente, la temperatura es superior en la periferia del rotor. Aquí, surgen tensiones térmicas de compresión. En el cubo, es decir, allí donde las tensiones de tracción debidas a las fuerzas centrífugas tienen magnitud máxima, surgen tensiones térmicas de tracción. En los rotores encajados se añaden además las tensiones de tracción en el cubo, debido a la apretura de encaje.

La distribución de las tensiones térmicas, centrífugas y sumarias en el plano transversal de simetría del rotor, se muestra esquemáticamente en la figura 263, *a*.

Como resultado de la adición de las tensiones térmicas $\sigma_t$ y de las tensiones $\sigma_{cent}$ debidas a las fuerzas centrífugas, surge un pico de tensiones de extensión en el cubo.

Es difícil determinar las tensiones térmicas en el rotor, ya que la ley del cambio de temperatura por el cuerpo del rotor depende del régimen de trabajo. Además, los rotores tienen en la mayoría de los casos un perfil complejo, lo que repercute en la magnitud de las tensiones térmicas en las direcciones axial y circular.

El régimen peligroso es el período de arranque, cuando los álabes y la periferia del rotor se calientan rápidamente bajo la acción de los gases de trabajo mientras que el cubo aún está frío. En este caso, las tensiones de tracción en el cubo alcanzan el máximo. En régimen de trabajo la temperatura del rotor se iguala, debido a lo cual las tensiones térmicas disminuyen.

Fig. 263. Tensiones en un disco giratorio:
t — temperatura; $\sigma_t$ — tensiones térmicas; $\sigma_{cent}$ — tensiones por las fuerzas centrífugas; $\sigma$ — tensiones sumarias (totales)

En marcha en vacío, cuando la temperatura de los álabes disminuye, se observa un cuadro inverso: la periferia del rotor resulta más fría que el cubo (fig. 263, *b*), debido a lo cual en la periferia surgen tensiones térmicas de tracción y en el cubo, tensiones de compresión. El pico de las tensiones de extensión sumarias pasa a la periferia. Ya que las revoluciones, en marcha en vacío, son menores que en marcha de trabajo, entonces este régimen es menos peligroso para la resistencia mecánica que el régimen de arranque.

### 7.1.9 Disminución de las tensiones térmicas

Los procedimientos para reducir las tensiones térmicas provocadas por el frenado de forma residen, antes que nada, en disminuir la fuente originaria, es decir, la irregularidad del campo de temperatura por la sección de la pieza. A veces, esto puede conseguirse con el enfriamiento conveniente de la pieza. Así, para los rotores de las turbinas más conveniente introducir refrigeración en su parte periférica. El enfriamiento de la parte central del rotor es irracional, ya que la disminución de la temperatura puede provocar, en los regímenes de trabajo, el aumento de las tensiones de rotura en el cubo.

Si la diferencia de temperaturas no se puede eliminar por la designación funcional de la pieza (por ejemplo, los tubos de los intercambiadores de calor), es conveniente emplear materiales con una combinación favorable de características de resistencia mecánica, de conducción térmica y de dilatación térmica (véase la tabla 27). Por ejemplo, los tubos hechos de sitales con coeficiente de dilatación lineal nulo que no experimentan absolutamente tensiones térmicas.

Las tensiones térmicas pueden reducirse, introduciendo amortiguadores térmicos, es decir, aumentando la ductilidad de los sectores de la pieza con una temperatura que se distinga de la de los sectores contiguos.

En la figura 264 se muestra un ejemplo de la variación de la estructura de la camisa de refrigeración del cilindro de un motor.

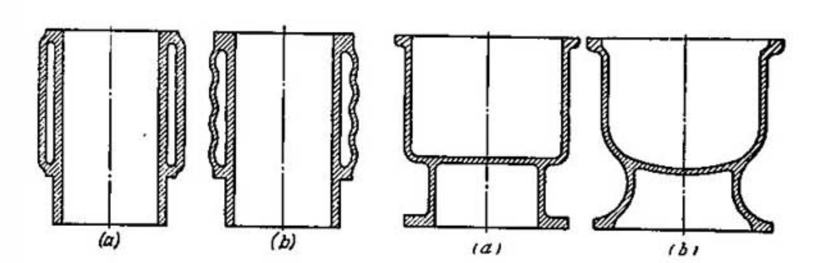



Fig. 264. Disminución de las tensiones térmicas introduciendo un amortiguador térmico

Fig. 265. Disminución de las tensiones térmicas mediante la atribución de formas suaves

En la construcción de la camisa rígida (fig. 264, *a*) son posibles considerables tensiones térmicas, debido a la diferencia de temperaturas de las paredes del cilindro y de la camisa. En las paredes del cilindro que tienen más alta temperatura surgen tensiones de compresión dirigidas axialmente y en las paredes de la camisa, tensiones de tracción. El gofrado de la pared de la camisa (fig. 264, *b*), aumentando la elasticidad del sistema, reduce bruscamente las tensiones térmicas.

En las piezas de forma perfilada de caja conviene rehuir los cinturones de rigidez, los tabiques planos y fracturas bruscas (fig. 265, *a*) que aumentan el frenado de la forma. Es ventajoso el empleo de formas cónicas, esféricas y otras semejantes, y asegurar las transiciones suaves de unos sectores de la pieza a otros (fig. 265, *b*). Estas medidas contribuyen a igualar el gradiente de temperatura, así como a aumentar la ductilidad de las piezas en el sentido de acción de las fuerzas térmicas.

### 7.1.10 Juntas de dilatación

En algunos casos se logra, sin perjuicio para la designación funcional de la pieza, eliminar total o casi totalmente el frenado de la forma como fuente originaria de las tensiones térmicas. De ejemplo nos pueden servir las *juntas de dilatación*, esto es, ranuras radiales ejecutadas en los nervios anulares de los vasos de los motores refri-

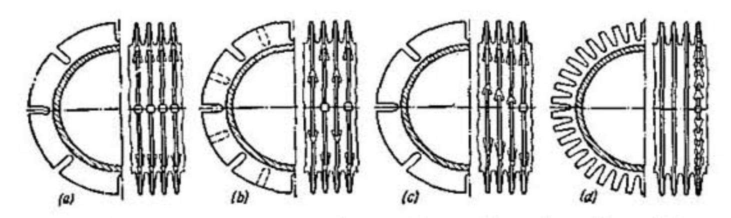



Fig. 266. Juntas de dilatación en los nervios anulares de refrigeración por aire

gerados por aire (fig. 266, *a*). Para evitar la alteración de la forma cilíndrica correcta de los vasos las ranuras se disponen al tresbolillo (fig. 266, *b*) o en espiral (fig. 266, *c*).

Las juntas de dilatación empeoran muy poco la dispersión térmica de los nervios.

Si las ranuras se disponen tan juntas que los nervios anulares se convierten en columnas aisladas (fig. 266, *d*) (superficie acicular de refrigeración), entonces el refuerzo con nervios estará completamente libre de tensiones térmicas. La pérdida de superficie refrigeradora, en los sectores de disposición de las ranuras, se compensa por la formación de nuevas superficies refrigeradoras en los extremos de las ranuras. La compensación puede ser completa, si la anchura de las ranuras es igual al espesor del nervio. Además, la dispersión térmica mejora debido al aumento de la turbulencia del flujo de aire en los nervios. Esta construcción es considerablemente más ligera que en el caso de refuerzo con nervios anulares (aproximadamente el doble, si la anchura de las ranuras es igual a la de las agujas refrigeradoras).

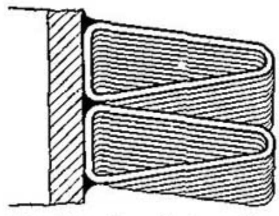


Fig. 267. Superficie refrigeradora, formada por espirales

El ulterior desarrollo de este principio de refrigeración consiste en crear una superficie en forma de cepillo, por ejemplo, mediante la soldadura en las paredes de espirales de alambre (fig. 267).

## 7.2 Deformaciones térmicas

Las deformaciones térmicas, a veces, varían sustancialmente las dimensiones de las piezas y su disposición relativa en el conjunto. Esta circunstancia se debe tener en cuenta al proyectar conjuntos que constan de piezas que tienen distinta temperatura de trabajo o fabricadas de materiales con distintos coeficientes de dilatación lineal.

### 7.2.1 Holguras axiales

Las deformaciones térmicas pueden modificar considerablemente las holguras axiales en las articulaciones.

De ejemplo nos puede servir la construcción del cojinete de contacto plano de fijación (fig. 268). Supongamos que el árbol se ha

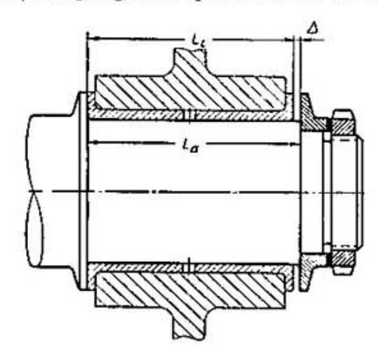



Fig. 268. Esquema para determinar la holgura extema térmica en un cojinete de contacto plano de fijación

fabricado de acero con coeficiente de dilatación lineal $\alpha_1$ y el cuerpo del cojinete, de aleación con $\alpha_2$. Las temperaturas de trabajo son respectivamente iguales a $t_1$ y $t_2$.

La holgura extrema de montaje (en frío) es igual a

$$\Delta = L_{\text{ár}} - L_{\text{coj}},$$

donde $L_{\text{ár}}$ y $L_{\text{coj}}$ son respectivamente las longitudes del muñón del árbol y del cojinete.

Durante el calentamiento hasta la temperatura de trabajo $t_1$ la longitud del muñón del árbol resulta igual a

$$L'_{\text{ár}} = L_{\text{ár}} [1 + \alpha_1 (t_1 - t_0)];$$

la longitud del cojinete

$$L'_{\text{coj}} = L_{\text{coj}} [1 + \alpha_2 (t_2 - t_0)].$$

La holgura extrema en estado de trabajo es

$$\Delta' = L'_{\acute{a}r} - L'_{coj} = L_{\acute{a}r} - L_{coj} + L_{\acute{a}r}\alpha_1 (t_1 - t_0) -$$
$$- L_{coj}\alpha_2 (t_2 - t_0) = \Delta + L_{\acute{a}r} \left[\alpha_1 (t_1 - t_0) - \frac{L_{coj}}{L_{\acute{a}r}} \alpha_2 (t_2 - t_0)\right],$$

donde $t_0$ es la temperatura de montaje.

En virtud de que la relación $\frac{L_{coj}}{L_{\acute{a}r}}$ es muy próxima a la unidad, puede considerarse que

$$\Delta' = \Delta + \Delta_t,$$

donde $\Delta_t$ es el cambio térmico de la holgura:

$$\Delta_t = L_{\acute{a}r} [\alpha_1 (t_1 - t_0) - \alpha_2 (t_2 - t_0)]. \quad (125)$$

Según sea la correlación de las magnitudes $\alpha_1$, $\alpha_2$ y $t_1$, $t_2$ la holgura inicial (en frío) puede aumentar o disminuir. El último caso es peligroso, ya que el árbol puede resultar empotrado por los extremos.

Supongamos que el cuerpo del cojinete se ha fabricado de aleación a base de aluminio con coeficiente de dilatación lineal $\alpha_2 = 23 \cdot 10^{-6}$ y el árbol de acero con $\alpha_1 = 11 \cdot 10^{-6}$. Si se toma la temperatura de trabajo del cuerpo igual a 100° C y la del árbol 50° C, la longitud del muñón del árbol 100 mm, la temperatura de montaje 20° C y la holgura inicial, en frío, 0,05 mm, entonces la variación térmica de la holgura según la ecuación (125) será

$$\Delta_t = 100 [11 \cdot 10^{-6} (50 - 20) - 23 \cdot 10^{-6} (100 - 20)] = 100 (-0{,}0015) = -0{,}15 \text{ mm}.$$

La holgura en caliente

$$\Delta' = \Delta + \Delta_t = 0{,}05 - 0{,}15 = -0{,}1 \text{ mm}.$$

De este modo, en la unión surge una apretura de 0,1 mm; el árbol resultará empotrado en el cojinete. Si en estado de trabajo debe ser asegurada una holgura mínima, admitamos de 0,05 mm, entonces la holgura inicial, en frío, deberá ser igual a 0,05 + 0,15 = 0,2 mm.

La elección de las holguras extremas correctas tiene una importancia especial para los árboles de apoyos múltiples con cojinetes que se encuentran a gran distancia el uno del otro (fig. 269). Supon-

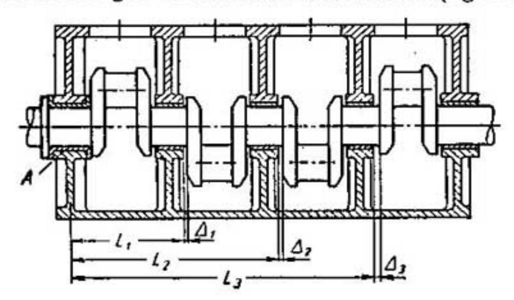



Fig. 269. Esquema para determinar las holguras extremas térmicas en la construcción de un árbol cigüeñal de múltiples apoyos

gamos que el cojinete anterior $A$ es de fijación. Para evitar el empotramiento del árbol durante el calentamiento del cárter es necesario que entre los brazos del árbol y los extremos de los correspondientes cojinetes se prevean holguras $\Delta_1$, $\Delta_2$ y $\Delta_3$ proporcionales a las distancias $L_1$, $L_2$ y $L_3$ de estos cojinetes de la base. Conservando los valores numéricos $\alpha_1$, $\alpha_2$, $t_0$, $t_1$ y $t_2$, tomados en el ejemplo anterior, y suponiendo que $L_1 = 300$, $L_2 = 500$ y $L_3 = 700$ mm, obtenemos las siguientes magnitudes del cambio térmico de las holguras:

$$\Delta_1 = 300\,(-0{,}0015) = -0{,}45 \text{ mm};$$

$$\Delta_2 = 500\,(-0{,}0015) = -0{,}75 \text{ mm};$$

$$\Delta_3 = 700\,(-0{,}0015) = -1{,}05 \text{ mm}.$$

Al asignar las holguras constructivas a estas magnitudes se deben adicionar las holguras iniciales, en frío, que se establecen, considerando las tolerancias para las respectivas dimensiones del árbol y del cárter.

### 7.2.2 Disposición de las bases de fijación

Las bases de fijación se deben elegir calculando que para todos los cambios posibles de las dimensiones del sistema debidos a la temperatura, la exactitud de la disposición de las piezas no se altere o se altere a lo menos posible.

En el conjunto de transmisión cónica montada en el cuerpo hecho de aleación ligera (fig. 270, *a*) el cojinete de fijación *1* está situado

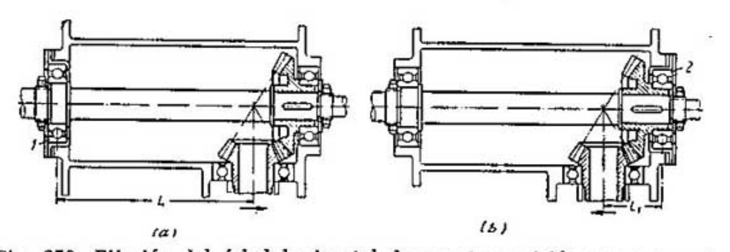



Fig. 270. Fijación del árbol horizontal de una transmisión por engranajes cónicos

a una distancia considerable $L$ del centro de engrane de las ruedas dentadas. El alargamiento del cuerpo durante el calentamiento provoca el desplazamiento de la rueda pequeña de la transmisión en la dirección indicada por la saeta. La rueda grande se desplaza en la misma dirección, pero a una magnitud menor (debido al menor valor del coeficiente de dilatación lineal del árbol de acero). Como resultado, la holgura en el engranaje disminuye. Para determinadas

correlaciones las ruedas dentadas pueden empezar a trabajar con empuje.

En la construcción correcta (fig. 170, *b*) el cojinete posterior *2* es el de fijación y está situado a una distancia relativamente pequeña $L_1$ del centro de engrane. El desplazamiento de las ruedas una respecto a otra durante el calentamiento aquí es mucho menor; en todo caso, la holgura en el engranaje aumenta con el calentamiento, no disminuye como en el caso anterior.

### 7.2.3 Aseguramiento de la libertad de las deformaciones térmicas

Se debe evitar la fijación axial de las piezas en dos puntos. En presencia de deformaciones por cambio de temperatura, en el caso de tal fijación, pueden aparecer tensiones térmicas provocadas por el frenado de la contigüidad.

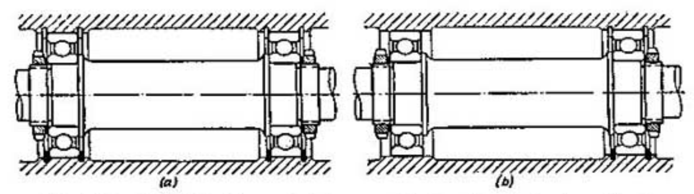



Fig. 271. Fijación de un árbol en cojinetes de contacto rodante

Un ejemplo de la colocación errónea es la fijación simultánea de un árbol en dos cojinetes de contacto rodante (fig. 271, *a*). Si el cuerpo de los cojinetes se ha hecho de material con distinto coeficiente de dilatación lineal que el árbol, así como si el árbol y el cuerpo tienen distintas temperaturas de trabajo, en el conjunto surge holgura o apretura que provoca el empotramiento de los cojinetes. Los errores inevitables de la ejecución de las dimensiones axiales de la unión, a su vez, pueden provocar la aparición de holguras o apreturas.

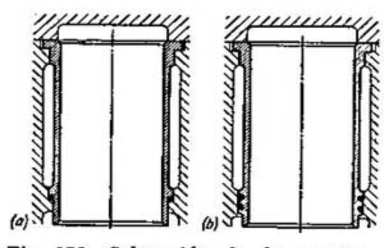



Fig. 272. Colocación de la camisa de un motor de combustión interna

El árbol se debe fijar en un cojinete (fig. 271, *b*). El otro cojinete debe ser flotante, es decir, debe tener libertad de desplazamiento en sentido axial.

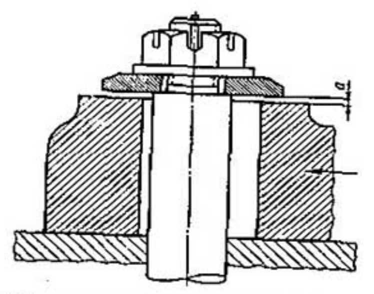



**Fig. 273. Pata para sujetar el cuerpo de una turbina**

(a)

(b)

(c)

Fig. 274. Compensadores de dilatación térmica

En la figura 272 se da otro ejemplo que representa el conjunto de la camisa interior del cilindro de un motor de combustión interna refrigerada directamente por agua. La construcción, en la cual la camisa interior se fija en dos puntos: por el ribete superior y por el de empaquetadura (fig. 272, *a*) es errónea. Al calentarse la camisa interior, en el conjunto aparecen esfuerzos térmicos que comprimen la camisa interior y extienden la exterior. En la construcción correcta (fig. 272, *b*) la camisa interior se fija sólo por el ribete superior. La empaquetadura se ha ejecutado de modo deslizante; la camisa interior tiene la posibilidad de desplazarse libremente respecto a la exterior.

Conviene que las patas de sujeción de las máquinas puedan desplazarse libremente al calentarse éstas durante el trabajo. Una de las patas (o una serie de éstas, situadas en línea) se sujeta rígidamente; las demás se colocan de modo que puedan desplazarse libremente.

En la figura 273 se representa una construcción tipo de la pata de sujeción del cuerpo de una turbina al fundamento (la dirección de la dilatación térmica del cuerpo se muestra con una saeta). La pata se sujeta con un tornillo de anclaje introducido a través de un agujero oblongo. Entre la arandela del tornillo de anclaje y el extremo de la pata se deja un huelgo $a = 0{,}05-0{,}1$ mm.

En las uniones de tubos conductores de líquidos calientes o gases es necesario proveer compensadores de dilataciones térmicas que evitan el surgimiento de esfuerzos térmicos y la deformación de las tuberías.

Los compensadores del tipo de «lira» (fig. 274, *a*) son de gran tamaño. Los compensadores lenticulares son más compactos (fig. 274, *b*) y los compensadores de silfón aún lo son más (fig. 274, *c*).

### 7.2.4 Cambio de la disposición de las piezas durante el calentamiento

Al diseñar articulaciones que trabajan a elevadas temperaturas es obligatorio hacer el cálculo térmico que tiene por objetivo determinar el cambio de las dimensiones y la disposición relativa de las piezas, durante el calentamiento.

Como ejemplo, examinaremos el encaje en el asiento de la válvula de escape de un motor de combustión interna (fig. 275, *a*).

Durante el calentamiento el diámetro de la cabeza de válvula aumenta en la magnitud

$$\Delta \approx d_0 \alpha_{\text{vál}} (t_{\text{vál}} - t_0), \qquad (126)$$

y el diámetro del asiento de la válvula, en la magnitud

$$\Delta' \approx d_0 \alpha_{\text{as}} (t_{\text{as}} - t_0), \qquad (127)$$

donde $d_0$ es el diámetro de la cabeza de válvula,

$\alpha_{\text{vál}}$ y $\alpha_{\text{as}}$ son respectivamente los coeficientes de dilatación lineal del material de la válvula y del asiento;

$t_{vál}$ y $t_{as}$ son respectivamente las temperaturas de trabajo de la cabeza de válvula y del asiento;

$t_0$ es la temperatura inicial (temperatura de montaje).

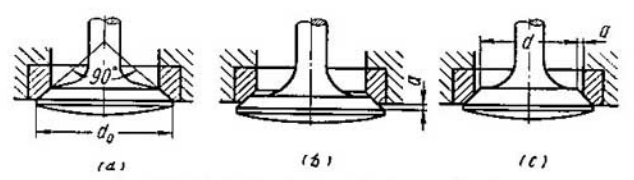



Fig. 275. Posición de la válvula en el asiento

Ya que la temperatura de trabajo de la cabeza de válvula es considerablemente mayor que la del asiento, la válvula durante el calentamiento se desplaza del asiento (fig. 275, $b$) a la magnitud

$$a = 0,5\,(\Delta - \Delta')\,\mathrm{tg}\,\alpha/2,$$

donde $\alpha$ es el ángulo central del bisel.

Siendo $\alpha = 90°$ $a = 0,5\,(\Delta - \Delta')$.

Teniendo en cuenta las expresiones (126) y (127)

$$a = 0,5d_0\,[\alpha_{vál}\,(t_{vál} - t_0) - \alpha_{as}\,(t_{as} - t_0)]. \qquad (128)$$

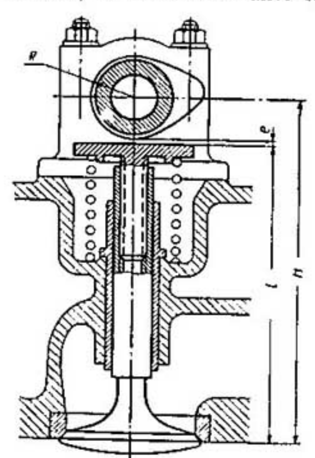


Fig. 276. Esquema del mecanismo de accionamiento de una válvula

En los motores altamente tensados las válvulas de escape y los asientos se hacen de aceros al cromo-níquel de la clase austenítica (por ejemplo, de la marca J13N7S2), el coeficiente de dilatación lineal de los cuales a una temperatura de hasta 800° C es igual a $\alpha = (18 \div 20)\,10^{-6}$. Tomando la temperatura de trabajo de la cabeza igual a $t_{vál} = 700°$ C, la del asiento $t_{as} = 300°$ C y la temperatura de montaje $t_0 = 20°$ C, obtenemos

$$a = d_0\,0,5 \cdot 20 \cdot 10^{-6}\,(680° - 280°) = 0,04d_0.$$

Para un diámetro de la cabeza $d_0 = 60$ mm

$$a = 0,004 \cdot 60 = 0,24 \text{ mm}.$$

Para asegurar un encaje correcto de la válvula en el asiento es necasario disminuir el diámetro pequeño $d$ de la cabeza (fig. 275, $c$) en la magnitud $2a \approx 0,5$ mm.

Examinemos la influencia que ejercen las deformaciones térmicas en la geometría del conjunto del accionamiento de la válvula. En el esquema elemental (fig. 276) la válvula se pone en acción mediante el eje de leva, colocado sobre cojinetes en la cabeza del motor (distribución superior) y que actúa directamente sobre el platillo de válvula.

La holgura entre el reverso de la leva y el platillo de válvula en estado frío es

$$e = H - R - l. \quad (129),$$

En estado caliente es

$$e' = H[1 + \alpha_{cab}(t_{cab} - t_0)] - R[1 + \alpha_{eje}(t_{eje} - t_0)] - l[1 + \alpha_{vál}(t_{vál} - t_0)] + a = e + H\alpha_{cab}(t_{cab} - t_0) - R\alpha_{eje}(t_{eje} - t_0) - l\alpha_{vál}(t_{vál} - t_0) + a, \quad (130)$$

donde $\alpha_{cab}$, $\alpha_{eje}$, $\alpha_{val}$ son los coeficientes de dilatación lineal de los materiales de la cabeza del motor, del eje de leva y de la válvula respectivamente;

$t_{eje}$, $t_{cab}$ y $t_{vál}$ son las temperaturas medias respectivas;

$a$ es el desplazamiento de la válvula en el asiento, como resultado de la dilatación de la cabeza de válvula [véase la ecuación (128)].

Tomemos: $\alpha_{cab} = 11 \cdot 10^{-6}$ (de fundición); $\alpha_{eje} = 11 \cdot 10^{-6}$ (acero de construcción), $\alpha_{vál} = 20 \cdot 10^{-6}$ (acero austenítico); $t_{cab} = 100°$ C, $t_{eje} = 50°$ C, $t_{vál} = 450°$ C; $H = 150$ mm; $R = 20$ mm; $l = 130$ mm y $a = 0,24$ mm. La variación de la holgura, conforme a las ecuaciones (129) y (130), es

$$e' - e = 150 \cdot 11 \cdot 10^{-6}(100° - 20°) - 20 \cdot 11 \cdot 10^{-6}(50° - 20°) = -130 \cdot 20 \cdot 10^{-6}(450° - 20°) + 0,24 \approx -0,7 \text{ mm}.$$

Para evitar la alteración de las fases de distribución del gas, en el período de arranque, la holgura en frío en el caso considerado conviene hacerla igual a

$$e'' = 0,7 + e_0,$$

donde $e_0$ es la holgura de garantía.

En otras construcciones de accionamiento de la válvula, por ejemplo, en el caso de distribución inferior por válvulas o al transmitir a la válvula movimiento por medio de empujadores, tirantes, palancas o balancines, las magnitudes del cambio de la holgura pueden ser aún mayores. Estas pueden determinarse con ayuda de una metodología análoga.

En las construcciones de los motores modernos se introducen dispositivos compensadores automáticos que permiten mantener la holgura en la distribución por válvulas casi constante independientemente del estado térmico del motor

### 7.2.5 Corrección de la forma de las piezas

En muchos casos, el calentamiento irregular altera la forma inicial de las piezas. En estos casos, se corrige la forma inicial de la pieza de modo que al calentarse ésta tome la configuración necesaria según las condiciones de trabajo.

Semejante procedimiento se aplica, por ejemplo, en la construcción de los émbolos de los motores de combustión interna. La temperatura del émbolo tiene una magnitud máxima en el fondo

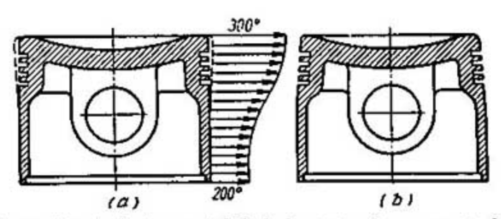



Fig. 277. Corrección de la forma del émbolo, teniendo en cuenta las deformaciones por cambio de temperatura durante el calentamiento

(fig. 277, *a*). En dirección a la falda la temperatura cae, debido a que los segmentos del émbolo extraen el calor a la pared del cilindro y a la acción refrigerante del aceite, lanzado desde el cárter a las paredes interiores del émbolo. Durante el calentamiento el émbolo toma una forma aproximadamente cónica (en la fig. 277, *a*, las líneas punteadas). Para evitar el agarrotamiento del cinturón superior del émbolo en el cilindro, durante el tratamiento mecánico al émbolo se le atribuye de antemano una forma cónica-inversa que se estrecha hacia el fondo (fig. 277, *b*).

La magnitud de la holgura en frío entre el émbolo y las paredes del cilindro, así como el grado indispensable de estrechamiento del cinturón superior del émbolo puede determinarse de las siguientes correlaciones.

La holgura diametral entre el émbolo y las paredes del cilindro en frío es

$$\Delta = D - d,$$

donde $D$ y $d$ son respectivamente los diámetros nominales del cilindro y del émbolo.

La holgura, en estado de funcionamiento, es

$$\Delta' = \Delta - D\left[\left[\alpha_{\text{ém}}(t_{\text{ém}} - t_0) - \frac{d}{D}\alpha_{\text{cil}}(t_{\text{cil}} - t_0)\right]\right] \approx$$

$$\approx \Delta - D\left[\alpha_{\text{ém}}(t_{\text{ém}} - t_0) - \alpha_{\text{cil}}(t_{\text{cil}} - t_0)\right], \quad (131)$$

donde $\alpha_{\text{ém}}$ y $\alpha_{\text{cil}}$ son los coeficientes de dilatación lineal del material del émbolo y del cilindro respectivamente;

$t_{\text{ém}}$ y $t_{\text{cil}}$ son las temperaturas medias del émbolo y del cilindro respectivamente.

Supongamos que el diámetro del cilindro es $D = 100$ mm, $\alpha_{ém} = 23 \cdot 10^{-6}$ (aleación a base de aluminio), $\alpha_{cil} = 11 \cdot 10^{-6}$ (acero), la temperatura de las paredes del cilindro es 100° C (el motor es refrigerado por líquido), la temperatura del cinturón superior del émbolo es de 300° C y la del inferior, 200° C.

Para que el émbolo adquiera la forma cilíndrica durante el calentamiento es necesario que el diámetro del cinturón superior en frío sea menor que el del inferior en una magnitud

$$\Delta d = 100 \cdot 23 \cdot 10^{-6} (300° - 200°) = 0{,}23 \text{ mm.}$$

La variación de la holgura entre el émbolo y el cilindro en caliente, conforme a la ecuación (131), es:

$$\Delta - \Delta' = 100 [23 \cdot 10^{-6} (200 - 20°) - 11 \cdot 10^{-6} (100° - 20°)] = 0{,}32 \text{ mm.}$$

Si la holgura mínima entre el émbolo y el cilindro en caliente debe ser igual, admitamos, a 0,3 mm, la holgura en frío debe ser igual, en el cinturón superior, a $0{,}3 + 0{,}32 + 0{,}23 = 0{,}85$ mm y en el inferior a $0{,}3 + 0{,}32 = 0{,}62$ mm.

Determinemos ahora la holgura constructiva entre el reverso de los segmentos de émbolo y la pared interior de las ranuras de émbolo (fig. 278).

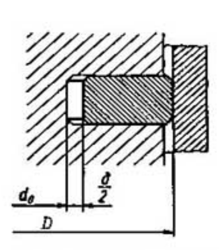



Fig. 278. Esquema para determinar la holgura entre la superficie dorsal del segmento de émbolo y el fondo de la ranura del émbolo

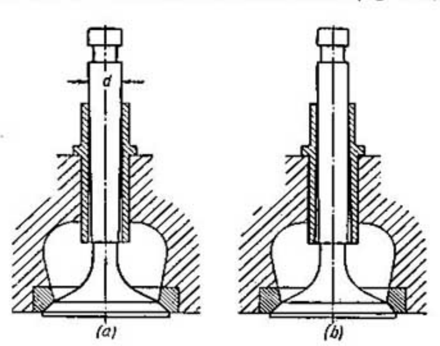



Fig. 279. Corrección de la forma de la válvula y de la guía

Al calentarse el émbolo hasta la temperatura de trabajo el diámetro $d_0$ de la superficie interior de la ranura de émbolo aumenta en la magnitud

$$\Delta d_0 = d_0 \alpha_{ém} (t_{ém} - t_0),$$

y el diámetro del cilindro en la magnitud

$$\Delta D = D \alpha_{cil} (t_{cil} - t_0).$$

Si despreciamos el cambio de la anchura del segmento durante el calentamiento, la variación de la holgura diametral entre el reverso del segmento y la superficie interior de la ranura de émbolo será

$$\Delta\delta = \Delta d_0 - \Delta D = d_0 \alpha_{ém} (t_{ém} - t_0) - D \alpha_{cil} (t_{cil} - t_0) =$$

$$= D \left[ \frac{d_0}{D} \alpha_{ém} (t_{ém} - t_0) - \alpha_{cil} (t_{cil} - t_0) \right].$$

Tomando $d_0 / D = 0{,}85$ y sustituyendo los valores numéricos, obtenemos

$$\Delta\delta = 100 [0{,}85 \cdot 23 \cdot 10^{-6} (300 - 20°) - 11 \cdot 10^{-6} \cdot (100 - 20°)] = 0{,}46 \text{ mm.}$$

Admitamos que la holgura indispensable por las condiciones de funcionamiento normal del segmento, en estado de trabajo, es igual a 1 mm. Por consiguiente, la holgura constructiva (en frío) debe ser igual a 1,46 mm.

Otro ejemplo de corrección de la forma reside en dar conicidad a los vástagos de las válvulas de escape de los motores de combustión interna (fig. 279, *a*). Ya que la temperatura de trabajo del extremo superior del vástago es inferior a la temperatura en el cuello (es decir, en el sector de transición del vástago a la cabeza), el diámetro del extremo superior debe ser (de la condición de constancia de la holgura, por la longitud de la guía) mayor que el del vástago en el cuello, en una magnitud

$$\delta = d\alpha_{\text{vál}}\,\Delta t,$$

donde $d$ es el diámetro nominal del vástago;

$\alpha_{\text{vál}}$ es el coeficiente de dilatación lineal del material de la válvula;

$\Delta t$ es la diferencia de temperaturas del cuello y del extremo superior del vástago.

Para la válvula de acero austenítico ($\alpha_{\text{vál}} = 20 \cdot 10^{-6}$) con un diámetro del vástago $d = 12$ mm y $\Delta t = 200°$ C

$$\delta = 12 \cdot 20 \cdot 10^{-6} \cdot 200 \approx 0,05 \text{ mm}.$$

La corrección también puede realizarse, haciendo cónico el agujero en la guía de la válvula, que se ensancha en dirección de la cabeza de la válvula (fig. 279, *b*).

## 7.3 Centrado independiente de la temperatura

El procedimiento habitual de centrado por las superficies cilíndricas no es aplicable cuando en el sistema de las piezas acopladas surgen considerables deformaciones térmicas.

Si la pieza externa tiene temperatura más alta o está hecha de material con coeficiente más elevado de dilatación térmica que la pieza interna, en la unión aparece una holgura que altera el centrado. Si la pieza externa tiene menor temperatura o está hecha de material con un coeficiente de dilatación térmica más bajo que la interna, en la unión aparece una apretura que altera la unión y que provoca deformación en las piezas conjugadas, es decir, que a fin de cuentas, también altera el centrado.

Esto hay que tenerlo particularmente en cuenta al diseñar máquinas térmicas (por ejemplo, turbinas de gas) con cuerpo de gran diámetro, hecho, a menudo, de distintos materiales.

Supongamos que en la unión de los compartimientos anulares de los cuerpos de compresores axiales y de turbinas, centrados uno respecto del otro por el ribete según el encaje $A_{2a}/C_{2a}$ uno de los compartimientos está hacho de aleación ligera con coeficiente de dilatación lineal $\alpha_1 = 23 \cdot 10^{-6}$; el otro, de acero con $\alpha_2 = 11 \cdot 10^{-6}$. El diámetro del ribete de centrado es $D_0 = 1000$ mm.

El agujero, ejecutado por la clase 2a, puede tener desviaciones en los límites desde 0 hasta 0,13 mm, en tanto que el diámetro del ribete de centrado, en los límites desde 0 hasta —0,09 mm. Por consiguiente, en la unión, montada en frío, la holgura puede oscilar desde 0 hasta 0,22 mm.

Supongamos que la temperatura de trabajo de los compartimientos es igual a 150° C. La diferencia del aumento de los diámetros de las superficies centradoras es

$$\Delta D = D_0 t_{tr} (\alpha_1 - \alpha_2).$$

Sustituyendo los valores numéricos, obtenemos

$$\Delta D = 1000 \cdot 150\,(23-11) \cdot 10^{-6} = 1{,}8 \text{ mm}.$$

Añadiendo esta magnitud a la magnitud de la holgura en frío (0—0,22 mm), obtenemos las holguras en caliente: la mínima de 1,8 mm; la máxima de 2,02 mm. Claro está que la exactitud del centrado, en este caso, se pierde completamente.

En la figura 280 se representan construcciones de bridas hechas de metales de distinto coeficiente de dilatación térmica y se dan algunos procedimientos de centrado en el caso de deformaciones térmicas.

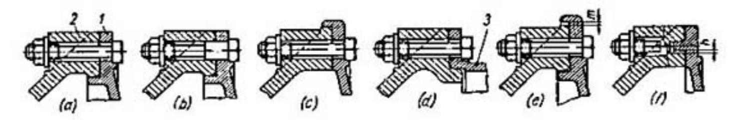



Fig. 280. Procedimientos para centrar las bridas ejecutadas de materiales con distintos coeficientes de dilatación lineal

En la construcción aportada en la figura 280, *a*, la brida de acero *1* se centra por el ribete en la pieza *2* del cuerpo hecha de aleación a base de aluminio. Durante el calentamiento del sistema, en la unión aparece holgura; el centrado se realiza sólo por la acción indeterminada del apriete de los tornillos de sujeción.

El apriete de la unión con tornillos prisioneros asegura un centrado más seguro (fig. 280, *b*). No obstante, durante el calentamiento, en la unión surge apretura que deforma el conjunto.

La apretura surge también en el caso de centrado con el ribete exterior, en la brida de acero (fig. 280, *c*).

Estos procedimientos de centrado son admisibles, cuando una de las piezas acopladas posee ductilidad en sentido radial, por ejemplo, si la brida de acero pasa al cuerpo cilíndrico de pared delgada *3* (fig. 280, *d*) que puede ensancharse algo en sentido radial. Las tensiones en el conjunto, en este caso, disminuyen.

A veces, se emplea el sistema de centrado doble (fig. 280, *e*). En frío, la unión se centra por el ribete interior de la brida de acero. El ribete exterior se ejecuta con una holgura *m*, igual a la diferencia del aumento térmico de los diámetros de las bridas de acero y de aluminio. Durante el calentamiento, la función de centrado lo toma sobre sí el ribete exterior; en el ribete interior se forma holgura. En

el período de recalentamiento, entre los valores extremos de las temperaturas, se obtiene un centrado indeterminado.

Una diversidad de este procedimiento es el centrado por el ribete entrante con holgura interior *h* en el rebajo anular de la pieza conjugada (fig. 280, *f*).

### 7.3.1 Centrado por rayo radial

Cuando la dilatación térmica de las piezas cilíndricas es uniforme todos sus sectores se desplazan por los radios convergentes en el eje de simetría de la pieza. Si se disponen los elementos de centrado en rayos según los radios, el centrado se conservará cualesquiera que sean las deformaciones térmicas del sistema. El número de elementos de centrado debe ser no menor de tres.

Este tipo de centrado se llama por *rayo radial.*

Ejemplos de centrado por rayo se muestran en la figura 281 (la conjugación de la pieza externa, hecha de aleación a base de aluminio, con la pieza interna de acero).

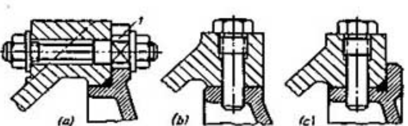


Fig. 281. Centrado por rayo radial de las bridas

En la construcción según la figura 281, *a*, los elementos de centrado son las subcabezas de los tornillos *1* con rebajos planos, que entran compactamente en las ranuras radiales en la brida. La brida se atrae hacia el cuerpo con un esfuerzo preestablecido con tal cálculo que la fuerza de rozamiento en la junta sea menor que las fuerzas térmicas que surgen durante el calentamiento-enfriamiento. A veces, el sistema se aprieta hasta el apoyo de la tuerca en la subcabeza del tornillo, de modo que en la unión haya una holgura mínima axial (del orden de algunas centésimas de milímetro). El centrado por el ribete, en el caso dado, es innecesario (el ribete, mostrado en la fig. 281, *a*, sirve sólo para alojar la empaquetadura).

Una variedad del centrado por rayo radial es el *centrado por espiga* (bulón). Las espigas de centrado se colocan compactamente en los agujeros conjuntamente trabajados de las piezas acopladas (fig. 281, *b*). El ribete, en el caso dado, sirve para el centrado previo de las bridas durante el mecanizado.

Este procedimiento no asegura el apriete de las piezas en sentido axial; las espigas fijan las piezas sólo en sentido axial. La hermeticidad de la unión puede asegurarse con elementos elásticos de empaque colocados en la junta (fig. 281, *c*).

En la figura 282, *a*—*i* se muestran procedimientos de centrado por rayo radial de las piezas que transmiten momento torsional.

El centrado se realiza con chavetas: prismáticas (fig. 282, *a*, *b*) o redondas (fig. 282, *c*), con tornillos con rebajos planos (fig. 282, *d*), con levas de cara (fig. 282, *e*), con estrías (fig. 282, *f*), con espigas radiales (fig. 282, *g*, *h*).

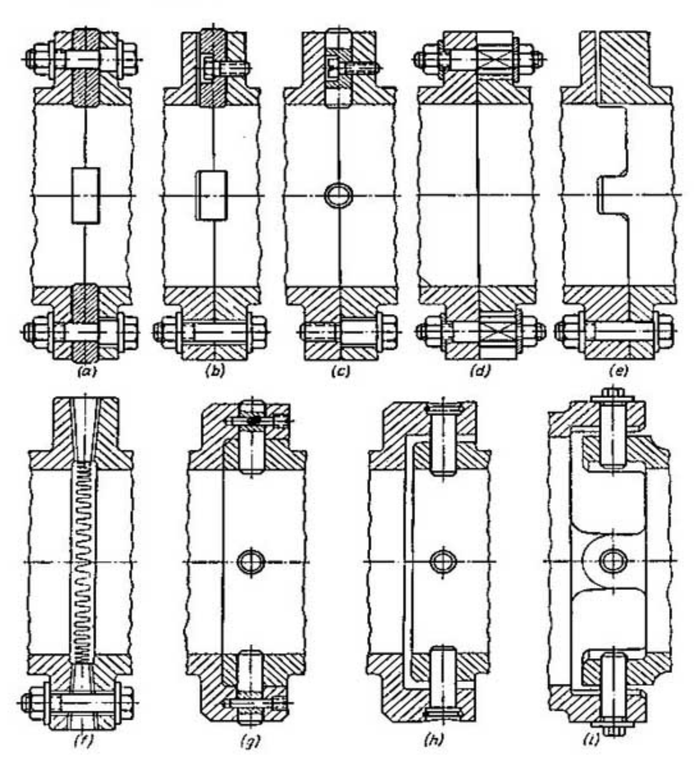



Fig. 282. Centrado por rayo radial de las uniones embridadas que transmiten momento torsional

El centrado previo de las bridas acopladas con superficie cilíndrica (fig. 282, *g*) se aplica en los casos en que la pieza externa se dilata, a temperatura de trabajo, más que la interna. En el caso inverso, entre las piezas externa e interna se prevé una holgura radial (fig. 282, *h*, *i*). El mecanizado de los agujeros para las espigas de

centrado, aquí hay que realizarlo con plantilla o conjuntamente con el empleo de anillos falsos de centrado.

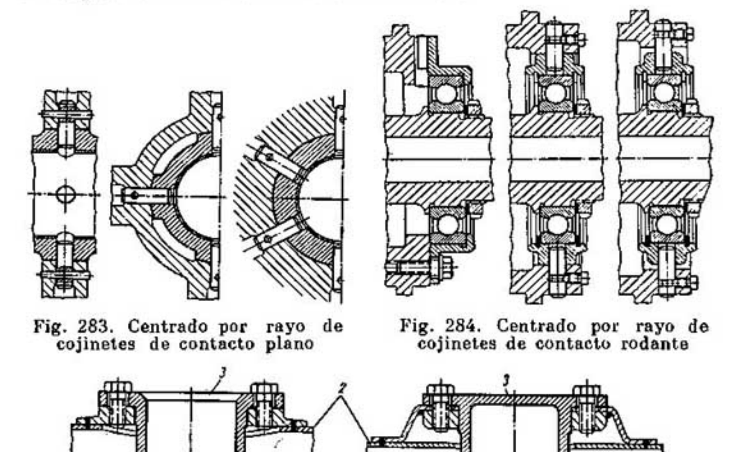


Fig. 283. Centrado por rayo de cojinetes de contacto plano

Fig. 284. Centrado por rayo de cojinetes de contacto rodante

Fig. 285. Conjuntos de suspensión por rayo de las cámaras de combustión

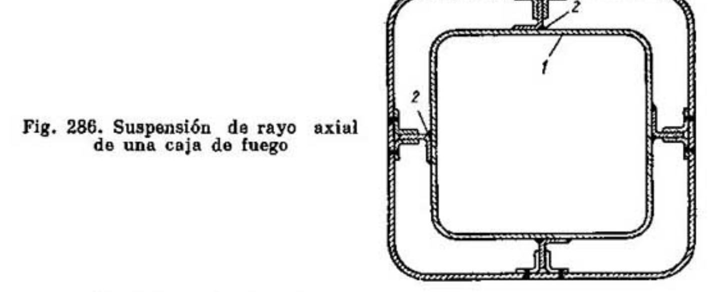



Fig. 286. Suspensión de rayo axial de una caja de fuego

En las figs. 283 y 284 se representan ejemplos de centrado por rayo de cojinetes de contacto plano y rodante en los cuerpos de aleaciones ligeras.

Con frecuencia se emplea la suspensión por rayo de las piezas que trabajan a altas temperaturas y a gradientes de temperatura, por ejemplo, en los dispositivos de la caja de fuego. En la figura 285 se muestran construcciones de conjuntos de suspensión de cámaras de combustión *1* de las turbinas de aviación en los cuerpos *2* mediante los vasos de centrado radiales *3*.

En la figura 286 se representa el esquema de una suspensión rayo axial de la caja de fuego *1* en los nervios longitudinales *2* que aseguran la libertad de las deformaciones radiales y axiales.

### 7.3.2 Centrado de las piezas encajadas

El problema del centrado independiente de la temperatura suele aparecer al ajustar en el árbol los rotores de turbinas, los compresores centrífugos y axiales y otros grupos. Si la temperatura del rotor es alta (discos de trabajo de las turbinas) o los rotores se han fabricado de aleación ligera (compresores centrífugos y axiales), en el cinturón de encaje surge una holgura que conduce al desequilibrio y batimiento del rotor. En los rotores de altas revoluciones, la holgura aumenta además por la acción de las fuerzas centrífugas que provocan tensiones de extensión y que tienen la mayor magnitud en el agujero del rotor. En estos casos, es necesario paralizar la influencia de las deformaciones por cambio de temperatura y de la extensión del cubo.

Un medio eficaz consiste en enfriar los rotores. Este procedimiento se emplea vastamente en las turbinas de gas. El aire refrigerante tomado de las primeras etapas del compresor, baña los discos de trabajo, después de lo cual se envía al conducto de gas general de la turbina. El enfriamiento de los rotores de las turbinas de gas es más dificultoso.

Los procedimientos del centrado independiente de temperatura de las piezas encajadas se dan en la figura 287.

En caso de centrado doble (fig. 287, *a*) el rotor, en frío, se centra en el árbol por la superficie interior del agujero. En estado de trabajo, cuando el diámetro del cubo aumenta, el centrado se realiza por los ribetes de los anillos que abarcan el cubo por ambos lados. En el intervalo entre las posiciones extremas el rotor está descentrado, lo que puede provocar la aparición de vibraciones peligrosas.

El centrado multietápico se realiza con ayuda de discos ranurados con holguras que aumentan sucesivamente hacia la periferia (fig. 287, *b*). A medida del calentamiento y del aumento de las dimensiones del cubo entran en acción sucesivamente nuevas ranuras, gracias a lo cual el centrado se conserva en todas las etapas de calentamiento.

A veces, se colocan entre el árbol y el cubo anillos de resorte en forma de C (fig. 287, *c*). En este caso, puede desplazarse el rotor respecto del árbol en los límites de las deformaciones elásticas de

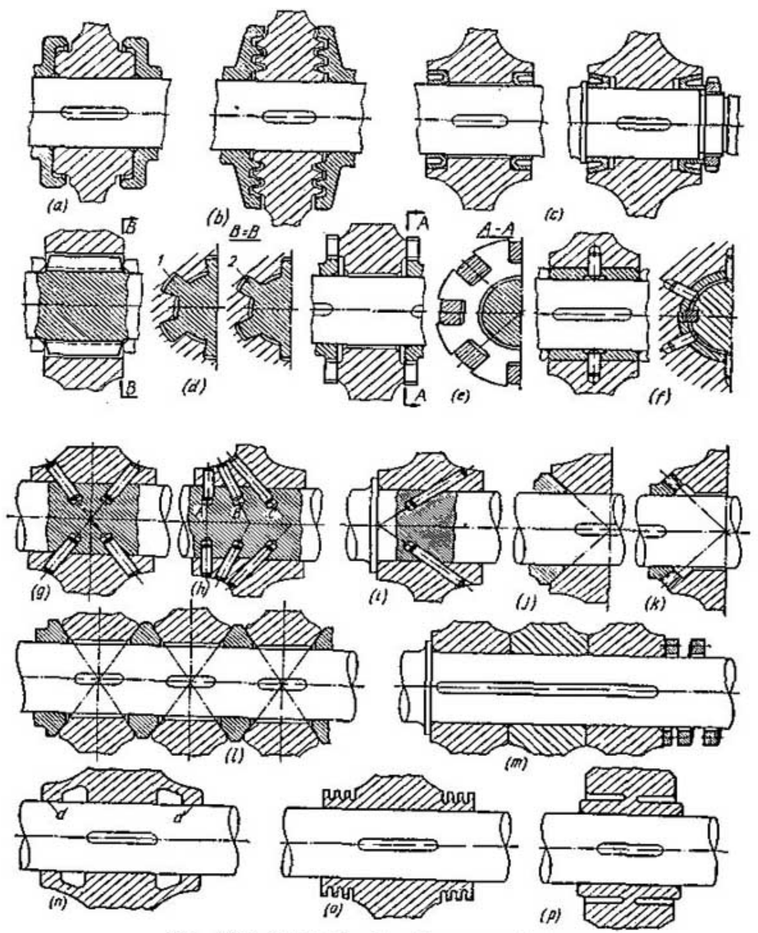



**Fig. 287. Centrado de piezas encajadas**

los anillos y, como consecuencia, aparecer el batimiento radial y axial del rotor.

El centrado por rayo se realiza por las facetas laterales de las estrías *1*, cuyos planos convergen en el eje del árbol (fig. 287, *d*). En el caso de un calentamiento uniforme de las piezas y la extensión simétrica axial del cubo por la acción de las fuerzas centrífugas se conserva la semejanza geométrica del sistema, en virtud de lo cual el centrado se conserva a cualesquiera condiciones de trabajo.

Prácticamente se obtiene el mismo resultado con estrías de perfil de flanco recto ordinarias *2* con centrado por las facetas de trabajo. Las desviaciones del centrado correcto son tanto menores cuanto más delgadas sean las estrías, es decir, cuanto mayor sea su número.

En la figura 287, *e*, se muestra el procedimiento de centrado por rayo por los dientes extremos, que entran en las ranuras radiales de las arandelas conductoras (fig. 287, *e*).

Al encajar en el árbol piezas con cubos largos, se debe tener en cuenta también el cambio de las dimensiones axiales del cubo. Durante el calentamiento simétrico en los planos ecuatorial y meridional, cada punto de la pieza se desplaza por los rayos que parten del centro geométrico de la pieza.

La solución más sencilla reside en disponer los elementos de centrado en el plano meridional de simetría por los radios convergentes en el eje. Este principio sirve de base de los *manguitos de pasadores* (fig. 287, *f*), que se emplean frecuentemente en la práctica de la construcción de turbinas. Los pasadores se colocan en el manguito intermedio, ya que de otra manera el montaje de la unión es imposible. Se introduce el manguito en el cubo del rotor, se colocan los pasadores por el interior y, en esta forma, se instala el rotor en el árbol.

El manguito se coloca en el árbol con encaje apretado (a veces, con apriete por la superficie cónica). Las dimensiones del manguito, cargado por fuerzas centrífugas insignificantes, prácticamente no varían; se conserva también la apretura entre el manguito y el árbol. Este sistema asegura la libertad de las deformaciones por cambio de temperatura del cubo en los sentidos radial y axial (por ambos lados del plano de disposición de los pasadores).

La fabricación de este tipo de uniones presenta considerable dificultad. Los agujeros en el cubo hay que abrirlos y escariarlos valiéndose de cabezales especiales con disposición de la herramienta de corte bajo ángulo recto respecto al eje. Además, se debe asegurar la coincidencia total de los agujeros, en el manguito y rotor.

El centrado correcto por rayo se puede realizar mediante otro procedimiento que reúne mayores requisitos de ingeniería, es decir, colocando los pasadores por el exterior en los agujeros elaborados conjuntamente en el cubo y árbol. La condición de conservar el centrado y la constancia de la disposición del plano meridional de simetría del rotor reside en que los ejes de los agujeros converjan en el eje del árbol en el plano meridional de simetria (fig. 287, *g*).

Un mismo efecto se obtiene también al colocar los pasadores en una fila (a la izquierda o derecha, del plano de simetría del rotor).

No obstante, el sistema de pasadores inclinados no garantiza un centrado correcto, al variar las dimensiones del cubo bajo la acción de los esfuerzos de tracción. Las fuerzas centrífugas, dirigidas perpendicularmente al eje del árbol, doblan los pasadores. Por consiguiente, el sistema es aplicable en los casos en que predominan las deformaciones térmicas, y las deformaciones de tracción son pequeñas. El centrado correcto en presencia de fuerzas centrífugas, se asegura, en tanto mayor medida, cuanto más cerca estén dispuestos los pasadores del eje de simetría de la pieza.

Un centrado correcto puede asegurarse también en presencia de tensiones de extensión, si los pasadores se disponen radialmente con desplazamiento desde el eje de simetría del rotor (posición A, fig. 287, *h*). Sin embargo, en este caso, las deformaciones térmicas axiales están dirigidas por el plano de disposición de los pasadores, y el plano meridional de simetría del rotor, en el caso de deformaciones térmicas, se desplazará a lo largo del árbol.

El plano del rotor, sin variar su posición respecto al árbol, se determina, en general, por la posición de los puntos de intersección de los ejes de los pasadores con el eje del árbol (posiciones A, B y C).

Si la pieza a centrar tiene tope extremo que determina la dirección de las deformaciones axiales y, si predominan las deformaciones térmicas axiales (caso de cubos largos), los ejes de los pasadores deben converger en el plano del ribete de tope (fig. 287, *i*). Esto garantiza la dilatación térmica libre del cubo.

Una variedad del centrado por rayo es la colocación del rotor sobre conos, cuyas generatrices convergen en el plano meridional de simetría del rotor (fig. 287, *j*). En este caso, las condiciones del centrado correcto, en el caso de deformaciones por cambio de temperatura e invariabilidad de la posición del plano meridiano de simetría del rotor se garantizan completamente. El momento torsional puede transmitirse al rotor por una chaveta, estrías o dientes cónicos (fig. 287, *k*). Este sistema no garantiza el centrado, en caso de aumentar las dimensiones del agujero, bajo la acción de las fuerzas de extensión. Es una excepción, el caso cuando los conos están tensados por un muelle que compensa constantemente la holgura en las superficies de encaje. El ángulo de inclinación de los conos debe ser menor que el ángulo de rozamiento (para volver el cubo a la posición inicial al enfriarse).

Al colocar sucesivamente varios rotores (fig. 287, *l*) los conos garantizan el centrado radial correcto y el mantenimiento de la posición de los planos meridianos de simetría de cada rotor en el árbol, así como también impiden las tensiones axiales de compresión en los cubos y las tensiones de tracción en el árbol, en caso de oscilación de la temperatura.

El tensado por muelle (fig. 287, *m*), aplicado a veces, atenúa las tensiones dirigidas axialmente en el sistema, pero no resuelve

el problema del centrado radial de los rotores y no garantiza la invariabilidad de su posición axial en el árbol. Los planos de simetría de los rotores, a deformaciones térmicas, se desplazan, en este caso, a una magnitud proporcional a su distancia del ribete de fijación.

Un centrado correcto puede asegurarse también, alejando los cinturones de centrado de la zona de acción de las tensiones de extensión. Con este fin, las superficies de centrado *D* se aislan del cuerpo del rotor por segregaciones anulares (fig. 287, *n*). Siendo los cinturones de centrado prácticamente descargados de la acción de las tensiones de extensión, éstos conservan las dimensiones iniciales y el encaje en el árbol. Con una forma determinada de transición del cuerpo del rotor a los cinturones de centrado, la densidad del encaje puede incluso crecer, como resultado de la extensión del cuerpo del rotor que va acompañado de la aproximación y compresión de los cinturones de encaje.

Si la transferencia calórica del cuerpo del rotor a los cinturones de encaje se debilita mediante la disminución de la sección de los sectores de transición y se introduce simultáneamente el enfriamiento de los cinturones de encaje, por ejemplo, con ayuda de nervios (fig. 287, *m*), el sistema puede garantizar el centrado también en el caso de deformaciones por cambio de temperatura del rotor.

En la figura 287, *p*, se representa una construcción original. El cubo del rotor está dividido por ranuras profundas anulares en dos partes: la maciza, calculada para soportar las fuerzas térmicas y centrífugas y el manguito de centrado de pared delgada del diámetro interior del cubo. Las dimensiones del manguito de centrado, aislado de las tensiones de extensión y de la transferencia calórica desde el rotor, prácticamente no varían, lo que asegura un centrado correcto del rotor en todas las condiciones de trabajo. Esta construcción es aplicable en las instalaciones estacionarias. En las turbinas y compresores de aviación las fuerzas giroscópicas que surgen en las evoluciones del avión pueden provocar sobretensiones, en el puente de unión.

### 7.3.3 Extracción de calor

Un medio eficaz para reducir las tensiones y deformaciones térmicas, para disminuir las torceduras y conservar la resistencia mecánica del material consiste en disminuir la temperatura y el gradiente de temperaturas. Esto se consigue aislando las piezas de la acción de la fuente de calor o aumentando la extracción de calor al medio ambiente. A temperaturas particularmente altas se introduce un sistema de refrigeración con suministro forzado del agente refrigerante (aire, aceite, agua).

La construcción del embrague de fricción de discos, en la que una guarnición de fricción está sujeta al cuerpo del embrague y la otra al disco de presión (fig. 288, *a*) no es conveniente, ya que el

calor que se desprende al conectar el embrague pasa al disco delgado y lo recalienta. Es considerablemente mejor la construcción en la que las guarniciones de fricción van sujetas al disco de fricción (fig. 288, *b*). Poseyendo propiedades de aislación térmica las guarniciones protegen perfectamente el disco delgado del recalentamiento;

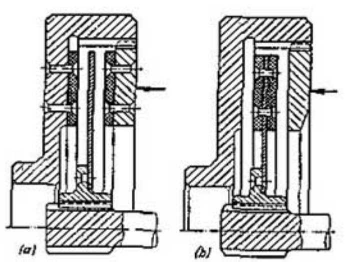



Fig. 288. Sujeción de las guarniciones de fricción

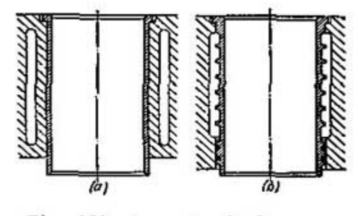



Fig. 289. Aumento de la extracción de calor, liquidando las resistencias térmicas sobrantes (caso de la camisa del cilindro de un motor refrigerado por líquido)

el calor que se desprende durante la conexión pasa al cuerpo macizo del embrague y al disco de presión, los cuales gracias a la gran capacidad calorífica se calientan poco durante las conexiones.

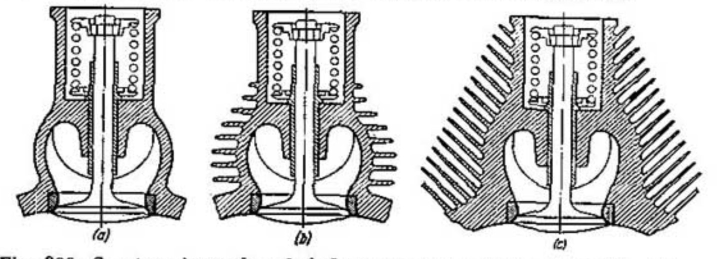



Fig. 290. Construcciones de tubuladuras de escape de un motor de refrigeración por aire

La transferencia calórica puede intensificarse, eliminando las resistencias térmicas. En el motor en bloque de refrigeración por agua con camisas secas (fig. 289, *a*) la extracción de calor de las camisas al agua de enfriamiento, es dificultosa, debido a que hay una pared sobrante, a la presencia inevitable de una película de aceite y suciedad en la superficie de enmangado. La temperatura de las camisas bañadas directamente por el agua de enfriamiento (fig. 289, *b*), es considerablemente menor.

En la figura 290, *a*, *b*, se representan las primeras construcciones

de la tubuladura de escape de un motor de refrigeración por aire, y en la figura 290, *c*, una construcción moderna con nervadura muy desarrollada y con extracción de calor mejorada.

La refrigeración de los sectores de disposición del asiento y la guía de la válvula de escape debe ser uniforme, de lo contrario puede alterarse la forma cilíndrica del asiento y, como consecuencia, el trabajo correcto de la válvula. En la figura 291, *a*, se representa un ejemplo de una construcción inexacta de la tubuladura de escape de un motor con refrigeración por agua. El error consiste en suministrar unilateralmente el agua de enfriamiento; alrededor del asiento y de guía quedan las partes *m* y *n* mal enfriadas. En la construcción correcta (fig. 291, *b*) el agua de enfriamiento se suministra por toda la periferia del asiento y de la guía.

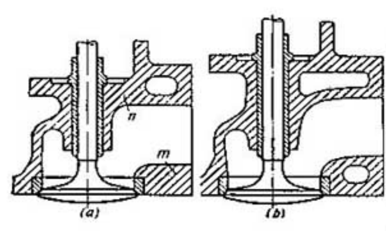



**Fig. 291. Refrigeración del manguito guía y asiento de la válvula de escape**

En la figura 292 se muestran procedimientos para intensificar la extracción de calor de los émbolos de los motores de combustión interna. El fondo del émbolo se enfría preferentemente con aceite que se envía desde el cárter del motor. Para mejorar la extracción

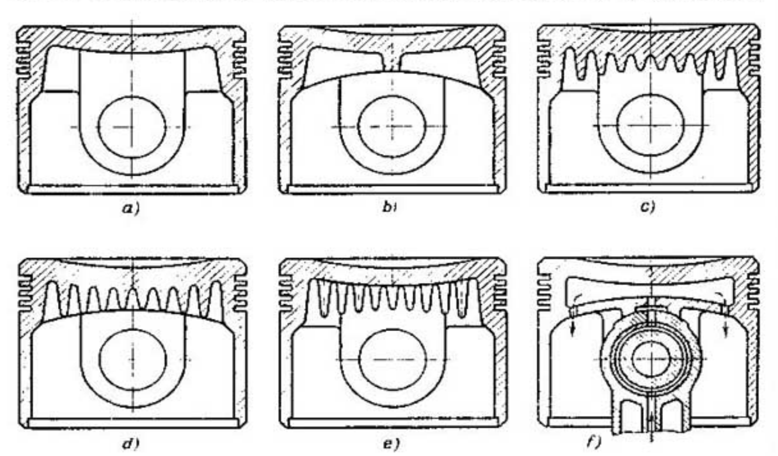



**Fig. 292. Intensificación de la extracción de calor del fondo del émbolo de un motor de combustión interna**

de calor, la superficie del fondo se refuerza con nervios en forma de cruz (fig. 292, *b*), longitudinales (fig. 292, *c*) o en forma de azulejos (fig. 292, *d*), los cuales al mismo tiempo aumentan la resistencia mecánica y rigidez del fondo. Los enfriadores de columnas (fig. 292, *e*) dan la mayor superficie de refrigeración, siendo menor su peso, no obstante, éstos no aumentan la rigidez del fondo.

En los émbolos altamente tensados, en el sentido térmico, se introduce un refrigeramiento de aceite forzado (fig. 292, *f*). El aceite refrigerador llega del muñón de biela del árbol cigüeñal por los agujeros en la biela. A través del agujero en la cabeza de biela el aceite llega a la cavidad bajo el fondo, de donde escurre al cárter.

### 7.3.4. Aumento de la transferencia calórica interior

El empleo de materiales de alta conductibilidad térmica contribuye a la transferencia del calor de los sectores más calientes a los más fríos y a la disminución de la diferencia de temperaturas.

En las piezas fabricadas de materiales de baja conductibilidad térmica, la transferencia calórica interior se intensifica, introduciendo piezas intercaladas de metales termoconductibles (aluminio, cobre) o llenando las cavidades interiores con un fluido de transferencia de calor (por ejemplo, con metal de temperatura de baja fusión). El último procedimiento ha obtenido la expresión más plena en la construcción de las válvulas de escape con enfriamiento por sodio. El empleo de fluido de transmisión de calor, aquí, es particularmente ventajoso porque en virtud del desplazamiento alternativo de la válvula, el agente de transmisión de calor se encuentra constantemente en movimiento y transmite intensamente el calor de la cabeza caliente de la válvula al vástago relativamente frío.

El sodio metálico posee propiedades valiosas como transportador de calor: baja temperatura de fusión (97° C), gran capacidad calorífica (0,27 cal/kg °C), pequeño peso específico (0,97 kgf/dm$^3$ en estado sólido y 0,74 kgf/dm$^3$ en estado líquido). La temperatura de ebullición es 880° C. Su exclusivamente alto calor latente de vaporización (1100 cal/kgf) asegura reserva de absorción de calor para el caso de un aumento breve de la temperatura de la válvula, mayor de 880° C.

La fabricación de válvulas huecas presenta dificultades tecnológicas considerables. No obstante, los gastos elevados en la fabricación se cubren plenamente con el aumento de la fiabilidad y plazo de servicio.

La fabricación de una válvula hueca por el método de extrusión se inicia con el estirado de la pieza bruta en forma de vaso hueco (fig. 293, *a*), el cual se aplasta en varias pasadas hasta forjar completamente la parte cilíndrica de la cavidad (fig. 293, *b—d*). Luego, sigue el taladrado y escariado del agujero y el desbaste de la superficie exterior (fig. 293, *e*). Para el aplastamiento del extremo del vástago se deja un sobreespesor *s*. Una vez realizada esta operación (fig. 293, *f*) se taladra y escaría un agujero cónico para el tapón de compacta-

ción (fig. 293, *g*). A continuación, la válvula se elabora previamente por el exterior, se llena de sodio a una temperatura de 200—300° C en una atmósfera neutra. La cavidad se llena aproximadamente hasta un 60% del volumen. El agujero se obtura con el tapón cónico, el extremo del vástago se suelda con estelita. Luego, sigue el tratamiento mecánico de acabado de la válvula.

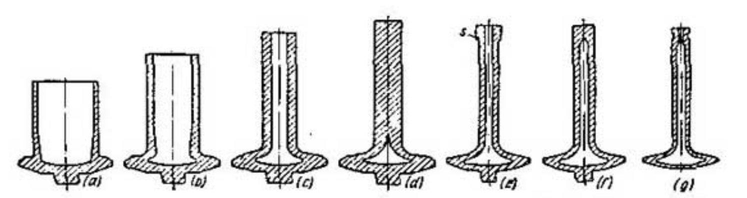



**Fig. 293. Fabricación de una válvula hueca por método de extrusión**

Es más simple la fabricación de válvulas huecas mediante la soldadura del fondo (fig. 294). Después de la soldadura de la superficie esférica de la cabeza de la válvula, los chaflanes y el extremo del vástago se sueldan con estelita. A continuación las superficies de la válvula se rectifican y pulen.

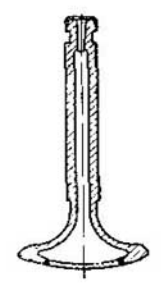


Fig. 294. Válvula hueca con fondo soldado

No obstante, sólo se pueden soldar algunos aceros para válvulas. Los aceros más pirorresistentes de la clase martensítica-austensítica no se sueldan. Además, las válvulas soldadas son menos resistentes que las obtenidas por método de extrusión.

# 8 Consolidación de las construcciones

En el presente apartado se examinan los procedimientos de consolidación, fundamentados en originar en las construcciones tensiones de signo opuesto al de las tensiones de trabajo. Se emplean dos procedimientos fundamentales: *consolidación elástica y plástica.*

## 8.1 Consolidación elástica

Durante la consolidación elástica, al sistema se le atribuyen de antemano deformaciones opuestas a las de la carga de trabajo.

Un ejemplo clásico de este tipo de consolidación son las *vigas con barras auxiliares* (fig. 295). En el sistema se introducen tensores *1*, es decir, varillas (vástagos) de material de alta resistencia. Tensando estas varillas, en la viga se crean tensiones previas: en el lado próximo a las varillas, tensiones de compresión, en el lado opuesto, tensiones de tracción (fig. 295, *a*). La aplicación de la carga de trabajo $P_{tr}$ provoca tensiones de signo contrario (fig. 295, *b*). La adición de las tensiones previas y de trabajo disminuye esencialmente las tensiones finales en la viga (fig. 295, *c*). Las tensiones de tracción en las varillas, claro está aumentan.

Ya se ha asimilado la producción de vigas pretensadas de antemano. En el ala opuesta a la acción de la carga (fig. 296, *a*) se colocan varillas de alambre de alta resistencia, tensadas previamente mecánica o térmicamente (por calentamiento). Estas vigas pueden cortarse en trozos de longitud arbitraria, sin alterar la preapretura.

En otra construcción (fig. 296, *b*), en el ala inferior se sujeta una cubrejunta pretensada previamente hecha de acero en chapa de alta resistencia. Las cubrejuntas se sueldan a las vigas de acero, a las vigas de aleaciones ligeras, se roblonan.

Otro ejemplo de consolidación elástica es la sujeción de los depósitos, ejecutados de aleaciones ligeras, enrollando alambre (o cinta)

de acero en uno o varios pliegues (fig. 297, *a—c*). Durante el enrollado, en las paredes del recipiente se crean tensiones de compresión (fig. 297, *d*). Sustrayéndose de las tensiones de tracción que surgen bajo la acción de la presión interior (fig. 297, *e*), estas tensiones disminuyen considerablemente la magnitud de las tensiones finales en las paredes del recipiente (fig. 297, *c*). Las tensiones de tracción en el alambre crecen al aplicar presión interior.

Fig. 295. Esquema de una viga reforzada

Fig. 296. Vigas pretensadas

Semejantes sistemas tienen sentido sólo en el caso en que el material de los elementos de sujeción sea más resistente que el de las piezas a sujetar. La introducción de una tensión previa permite descargar el material débil y hace la construcción entera más sólida.

Una variedad de la consolidación elástica es la sujeción de las piezas cilíndricas huecas de paredes gruesas, sometidas a la acción de una presión interior alta (consolidación de recipientes cilíndricos, zunchado de los cañones de las piezas de artillería). En el caso dado no es obligatorio que los elementos sujetadores superen a los sujetados por su resistencia mecánica; el efecto de consolidación aquí está basado en la distribución original de las tensiones por la sección de la pieza.

En un recipiente de pared gruesa que se somete a la acción de la presión interior, la tensión según Lam es máxima en la superficie interior de la pared y cae hacia la exterior (fig. 298, *a*). Con el fin de endurecer la pieza ésta se fabrica de dos tubos; el tubo interior

se introduce a presión en el exterior, con gran apretura. En este caso, en el tubo exterior surgen tensiones de tracción, en el interior,

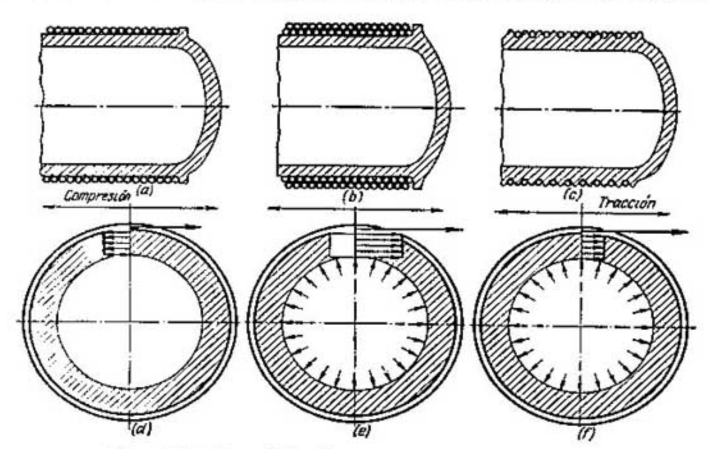


Fig. 297. Consolidación de depósitos cilíndricos

tensiones de compresión (fig. 298, *b*). Como resultado de la adición de las tensiones previamente excitadas con las de trabajo (fig. 298, *c*)

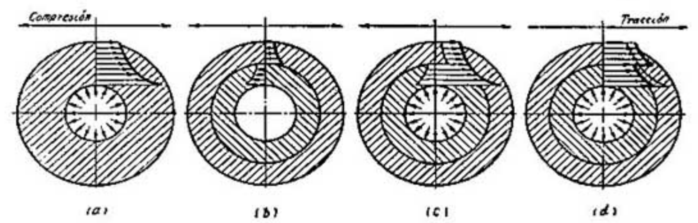


Fig. 298. Fijación de cañones de los sistemas de artillería

el pico de las tensiones de extensión en la pared interior disminuye (fig. 298, *d*), las tensiones por la sección se igualan y la resistencia mecánica del sistema crece.

## 8.2 Consolidación plástica

Con este procedimiento, los sectores del material más cargados durante el trabajo, se someten previamente a deformación plástica, creando en ellos tensiones residuales, de signo opuesto a las de trabajo.

### 8.2.1 Consolidación por sobrecarga

La consolidación por sobrecarga reside en actuar sobre la pieza con una fuerza elevada, en la misma dirección que la de trabajo que provoca deformaciones plásticas en los sectores más tensados.

En caso de flexión de una viga por una fuerza transversal $P_{tr}$, en las fibras superiores del material surgen tensiones de compresión y en las inferiores, tensiones de tracción (fig. 299, *a*). Sometamos

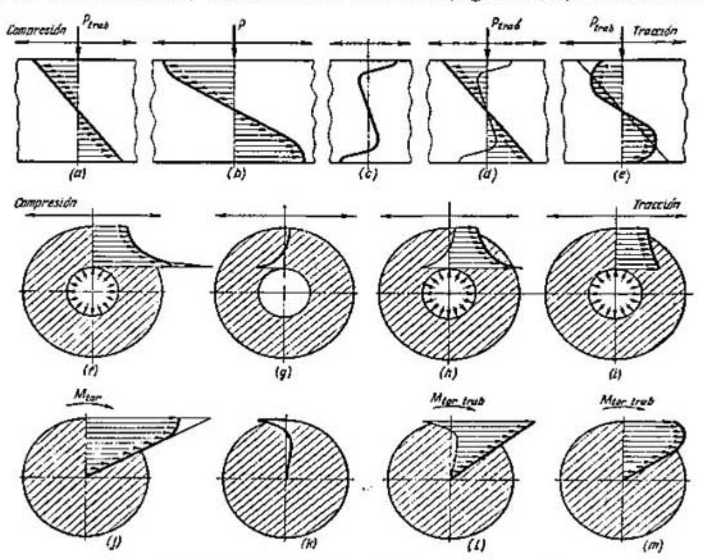



Fig. 299. Consolidación por sobrecarga

la viga a la acción de una fuerza lo suficientemente grande $P$ que provoque deformaciones plásticas de las fibras extremas (fig. 299, *b*). Las fibras superiores se acortan, las inferiores se alargan. Las fibras centrales quedan en estado de deformación elástica. Después de quitar la carga endurecedora el núcleo elástico, volviendo al estado inicial, extiende las fibras superiores comprimidas y comprime las fibras inferiores extendidas, provocando en ellas tensiones de signo contrario a las de trabajo; en el núcleo surgen tensiones reactivas (fig. 299, *c*).

Si la viga tensada de este modo se somete a la acción de la carga de trabajo $P_{tr}$ (fig. 299, *d*), las tensiones residuales y de trabajo se adicionan algebraicamente. Las tensiones resultantes en las fibras extremas resultan esencialmente menores (fig. 299, *e*) que

las tensiones que surgen en la viga no sometida al endurecimiento. Por consiguiente, sin traspasar el límite admisible de las tensiones, la viga puede ser cargada con una fuerza considerablemente mayor.

Un procedimiento análogo para consolidar recipientes cilíndricos de paredes gruesas es la aplicación previa de elevada presión interior (por ejemplo, el *autozunchado* de los cañones de los sistemas de artillería).

En el recipiente se crea una presión que provoca deformación plástica de extensión de las capas interiores de la pared (fig. 299, *f*). Después de quitar la presión el material fundamental de la pared tensado elásticamente, volviendo al estado inicial comprime las capas interiores plásticamente deformadas, provocando en éstas tensiones residuales de compresión (fig. 299, *g*). Las tensiones de extensión que surgen en las paredes del recipiente bajo la acción de la presión de trabajo (fig. 299, *h*), en parte se equilibran por las tensiones previas de compresión. El pico de tensión en la superficie interior disminuye, la distribución de las tensiones por la pared, resulta más uniforme (fig. 299, *i*), la resistencia mecánica del recipiente aumenta.

El método de sobrecarga se aplica también para consolidar (endurecer) las varillas que experimentan torsión (por ejemplo, la *constricción* de los muelles helicoidales). La varilla se somete a la acción de un elevado momento torsional $M_{tor}$ que provoca en las fibras extremas de la varilla deformaciones plásticas de cizalladura (fig. 299, *j*). Después de quitar la carga endurecedora el núcleo elástico de la varilla se endereza, atrayendo consigo las fibras deformadas plásticamente y provocando en ellas tensiones inversas por el signo a las tensiones de cizalladura provocadas por la carga de trabajo (fig. 299, *k*).

Si ahora se aplica a la varilla el momento torsional de trabajo $M_{tor.tr}$ (fig. 299, *l*), las tensiones residuales se adicionan a las de trabajo, reduciendo las tensiones resultantes (fig. 299, *m*).

La consolidación por sobrecarga es aplicable sólo para los materiales que poseen suficiente plasticidad. En los materiales frágiles la sobretensión puede provocar, en las capas extendidas, microgrietas y desgarros que hacen inservible el material. Este mismo fenómeno puede tener lugar también en los materiales plásticos a altos grados de deformación. Por eso, la magnitud de la deformación plástica se limita, admitiendo una sobretensión no mayor de 1,1—1,2 del límite de fluencia $\sigma_{0,2}$.

Además, hay que tener en cuenta que cualquier tipo de sobretensión endurece el material sólo contra la acción de la carga en una dirección y lo *desendurece* a la acción de la carga de sentido opuesto. Por consiguiente, esto procedimiento, es aplicable para cargas de dirección constante, pulsantes, así como alternativas con predominación de la carga de una dirección (ciclos asimétricos).

De los razonamientos anteriores, es evidente que cualquier sistema que se encuentra bajo la acción de cargas de sentido constante y fabricado de material bastante plástico posee la propiedad de

*autoconsolidarse* (autoendurecerse). La elevación temporal de la carga de trabajo hasta la magnitud que provoque deformaciones plásticas moderadas, endurece el material. Si la pieza experimenta la acción de cargas alternativas, el paso por encima del límite de fluencia, bajo la acción de la carga de un sentido, debilita el material contra la acción de la carga de sentido opuesto.

El lado positivo del método de sobrecarga reside en que con él se endurecen de modo electivo los sectores más tensados. La sobrecarga como si sondeara los lugares débiles y automáticamente los refuerza.

### 8.2.2 Consolidación por endurecimiento por deformación en frío

Una variedad de la consolidación plástica es el *endurecimiento por deformación en frío superficial* que reside en compactar la capa superficial hasta la profundidad de 0,2—0,8 mm en término medio y en originar en ésta tensiones de compresión favorables para la resistencia mecánica.

En la figura 300, *a*, se muestra el esquema de acción del endurecimiento por deformación en frío. Durante el endurecimiento por deformación en frío la capa superficial se aplasta. Si esta capa pudiera alargarse libremente, se se-

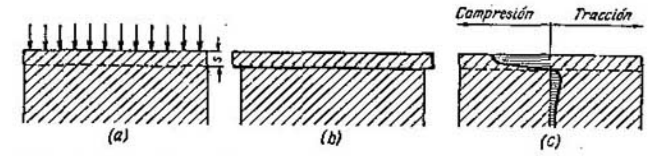



Fig. 300. Esquema de acción del endurecimiento por deformación en frío superficial

pararía del metal base (fig. 300, *b*). Pero al alargamiento lo obstaculiza la fuerza de cohesión con el metal base. Como consecuencia de esto, en la capa endurecida surgen tensiones biaxiales (longitudinales y transversales) de compresión y en el grosor del material base, tensiones reactivas de tracción insignificantes (fig. 300, *c*).

Además de esto, el endurecimiento por deformación en frío consolida el material de la capa superficial, en virtud de los cambios estructurales y fásicos que ocurren durante el endurecimiento por deformación en frío.

En una barra flexionada por una fuerza transversal de dirección constante (fig. 301), es conveniente someter al endurecimiento por deformación en frío la superficie opuesta a la acción de la fuerza. El alargamiento, provocado por el endurecimiento por deformación en frío, de las capas superficiales, va acompañado por la flexión de la barra, en la misma dirección que durante la acción de la carga de trabajo. La reacción elástica del material base que tiende a enderezar la barra, comprime las capas plásticamente extendidas, pro-

vocando en éstas tensiones de compresión (fig. 301, *a*). Al aplicar la carga de trabajo (fig. 301, *b*) las tensiones de compresión, sustrayéndose de las tensiones de tracción, reducen la magnitud de las últimas (fig. 301, *c*).

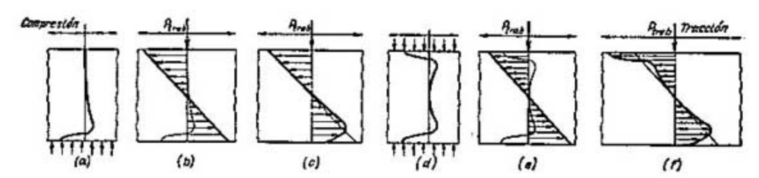



**Fig. 301. Endurecimiento por deformación en frío**

Si el endurecimiento por deformación en frío es bilateral el cuadro varía un poco. En el caso analizado anteriormente, las tensiones residuales de compresión surgen a ambos lados de la barra (fig. 301, *d*). Al adicionar las tensiones residuales y de trabajo (fig. 301, *e*) disminuyen las tensiones finales de tracción y aumentan las de compresión (fig. 301, *f*). Pero, ya que la importancia decisiva para la resistencia mecánica la tienen las *tensiones de extensión*, a fin de cuentas, aumenta la capacidad de carga de la pieza. Al mismo tiempo, la pieza adquiere la capacidad de soportar elevada carga en ambas direcciones.

En el apartado 5 se aclaran los procedimientos de endurecimiento superficial.

Es muy eficaz *el endurecimiento por deformación en frío en estado tensado*, que representa la combinación del endurecimiento por sobrecarga con el por deformación en frío. Con este procedimiento la pieza se carga con una carga de la misma dirección que la de trabajo, provocando en el material deformaciones elásticas y plásticas. La superficie de la pieza, en este estado, se somete al endurecimiento por deformación en frío (por ejemplo, chorreado con perdigones). Después de quitar la carga, en la capa superficial surgen tensiones residuales de compresión, mucho más altas que durante la acción sólo de sobretensiones o sólo de endurecimiento por deformación en frío.

Ya se aplica el *endurecimiento por explosión*. Este procedimiento es considerablemente superior a los otros en lo que se refiere a la productividad y universalidad. Por explosión pueden endurecerse piezas de configuración más compleja con compactación simultánea de todas las superficies exteriores e interiores. La intensidad y profundidad de la compactación se regula con la fuerza de la explosión.

*El temple superficial* (tratamiento con corriente de alta frecuencia, temple de aceros con calcinación limitada) y el tratamiento *químico-térmico* (cementación, nitruración) no sólo endurecen el material, sino que originan, de modo semejante al endurecimiento por deformación en frío, tensiones residuales de compresión en la capa superficial, debido a la formación de estructuras de elevado volumen específico. La ampliación de la capa superficial se frena

por el núcleo que conserva la estructura perlítica inicial, debido a lo cual en la capa superficial surgen tensiones biaxiales (en las piezas cilíndricas, triaxiales) de compresión; en el núcleo se desarrollan tensiones reactivas de tracción insignificantes.

### 8.2.3 Consolidación volumétrica

*La consolidación volumétrica* reside en un cinglado profundo de los sectores de la pieza que experimentan tensiones de tracción durante la carga de trabajo. Las piezas se someten al cinglado en la fase de pieza bruta en estado frío o semiplástico (deformación en caliente).

Examinemos el caso de una barra flexionada por una fuerza transversal $P_{tr}$ (fig. 302). Se cinglan los sectores opuestos a la acción

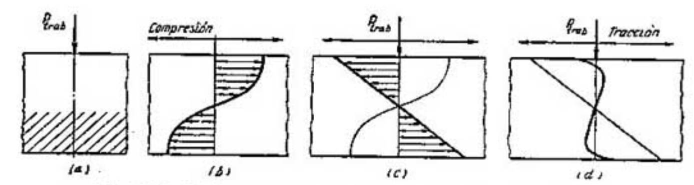



Fig. 302. Endurecimiento por deformación volumétrica

de la carga (sector rayado en la fig. 302, *a*). La deformación plástica del material produce flexión de la barra con convexidad hacia abajo. Después del cinglado la barra se endereza por la acción de las fuerzas elásticas del material; en los sectores cinglados surgen tensiones biaxiales de compresión, en los no cinglados, tensiones de tracción (fig. 302, *b*). Al actuar la carga de trabajo (fig. 302, *c*) la adición de las tensiones residuales y de trabajo disminuye las tensiones resultantes (fig. 302, *d*).

La magnitud y distribución de las tensiones resultantes dependen de la proporción de las secciones de las zonas cinglada y no cinglada, del grado de cinglado y de su variación por la sección de la pieza. Si se hace una elección correcta de estos parámetros puede disminuirse considerablemente (hasta la liquidación total) las tensiones finales.

Ejemplos de consolidación volumétrica de las construcciones de maquinaria se muestran en la figura 303 (las zonas cingladas están ennegrecidas). Las vigas (fig. 303, *a*, *b*) se consolidan (endurecen) con el laminado de las alas, los agujeros (fig. 303, *c*) con el brochado a contracción, las piezas planas (fig. 303, *e*) con el prensado de los extremos, los anillos (fig. 303, *d*, *f*, *g*) con ensanchamiento excéntrico.

En la figura 303, *k—m* se muestran procedimientos de consolidación de los cubos de las piezas tipo disco mediante la deformación

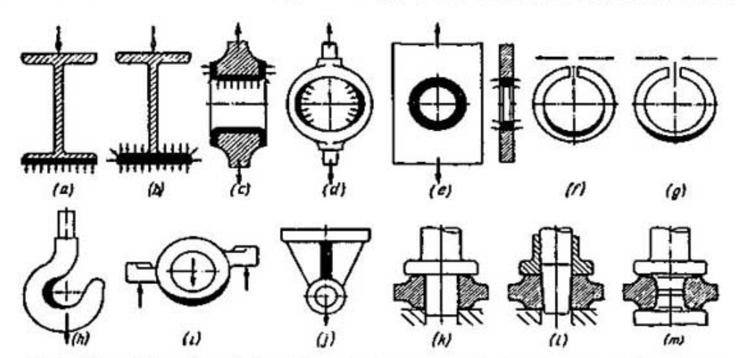


Fig. 303. Ejemplos del endurecimiento por deformación volumétrica

preestablecida entre placas con el ensanchamiento simultáneo de las paredes del agujero.

### 8.2.4 Endurecimiento térmico

*El endurecimiento térmico* se basa en que en el caso de calentamiento irregular, en los sectores calientes de la pieza, surgen tensiones de compresión, en tanto que en los fríos, tensiones de tracción. Su magnitud depende de la diferencia de temperaturas, coeficiente de dilatación lineal y módulo de elasticidad del material. Con diferencia de temperaturas bastante grandes aparecen deformaciones plásticas locales que pueden utilizarse para el endurecimiento.

Supongamos que una barra está sometida a flexión por una fuerza de trabajo $P_{tr}$ (fig. 304, *a—e*). Para el endurecimiento térmico la barra se calienta por el lado de acción de la fuerza. Las capas calentadas se alargan y se comprimen por la acción de las capas contiguas más frías, en las cuales surgen tensiones reactivas de tracción. La magnitud de las tensiones de compresión y tracción y su distribución por la sección dependen del gradiente de temperatura en la sección. En el caso considerado es mejor calentar uniformemente la barra a considerable profundidad (fig. 304, *a*) para provocar pequeñas tensiones de compresión en el lado calentado y altas tensiones de tracción que excedan el límite de fluencia en la capa fría, delgada, en el lado opuesto (fig. 304, *b*).

Después del enfriamiento hasta la temperatura inicial, desaparecen las tensiones que surgen como resultado de la diferencia de temperaturas. Las capas extendidas plásticamente se contraen por la

acción de las fuerzas elásticas del material base. En estas capas surgen tensiones de compresión y en el lado opuesto, tensiones de equilibrio de tracción (fig. 304, *c*). La barra resulta pretensada con-

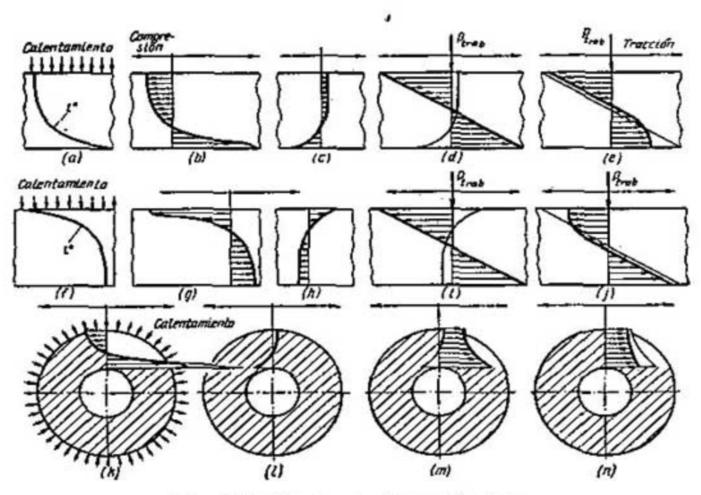



Fig. 304. Endurecimiento térmico

venientemente. Al actuar la carga de trabajo (fig. 304, *d*) las tensiones residuales se sustraen de las de trabajo y las tensiones resultantes (fig. 304, *e*) disminuyen.

Si se calienta fuertemente la capa fina superior (fig. 304, *f*), provocando en ésta tensiones residuales *de compresión* (fig. 304, *g*), después del enfriamiento, en ella aparecen tensiones de tracción y en las capas subyacentes, insignificantes tensiones de equilibrio de compresión (fig. 304, *h*). Al actuar la fuerza de trabajo $P_{tr}$ las tensiones residuales se sustraen de las de trabajo (fig. 304, *i*); las tensiones resultantes (fig. 304, *j*) disminuyen. No obstante, aquí la ventaja en la magnitud de las tensiones de extensión es mucho menor que en el caso anterior.

Se someten preferentemente al endurecimiento térmico las piezas de aleaciones ligeras que poseen el conjunto de propiedades indispensables en este caso: elevado coeficiente de dilatación lineal, pequeño límite de fluencia y baja temperatura de transición al estado plástico. Térmicamente se endurecen, por ejemplo, los rotores de altas revoluciones, fabricados de aleaciones ligeras. El problema, en este caso, reside en equilibrar las tensiones de extensión debidas a las fuerzas centrífugas que tienen la máxima magnitud en el cubo del rotor. Tensiones de extensión aún más elevadas surgen en el

cubo, si el rotor se calienta, durante el trabajo, desde la periferia, y si el cubo está ajustado en el árbol con encaje prensado.

En la figura 304, *k—n* se representa el esquema del endurecimiento térmico de un disco que experimenta tensiones de trabajo de tracción, cuyo diagrama se muestra en la figura 304, *m*. El disco se somete al calentamiento por la periferia (fig. 304, *k*). La temperatura de calentamiento y el gradiente de temperatura por el radio del disco se elige de modo que provoque en las capas interiores frías deformaciones residuales de tracción. Después del enfriamiento las capas extendidas se contraen por la acción elástica de las capas exteriores; en las capas interiores surgen pretensiones de compresión, en las exteriores, de contracción (fig. 304, *l*). Al actuar la carga de trabajo (fig. 304, *m*) las tensiones residuales y de trabajo se adicionan algebraicamente; las tensiones resultantes (fig. 304, *n*) tienen menor magnitud y están repartidas más favorablemente que en el caso del disco no sometido a endurecimiento.

La tecnología del endurecimiento térmico puede ser distinta. Para aumentar la diferencia de temperaturas puede enfriarse el cubo con el calentamiento simultáneo de la periferia. En algunos casos basta con el enfriamiento profundo del cubo (por ejemplo, en aire líquido). La sucesión de los procesos es también distinta. Se puede calentar uniformemente todo el disco y, a continuación, enfriar el cubo rápidamente. El mismo resultado se obtiene, si todo el disco se enfría hasta temperatura bajo cero y, luego, se calienta por la periferia.

El régimen de endurecimiento térmico debe concordar con la magnitud y el signo de las tensiones de trabajo. Si el núcleo de la pieza, durante el trabajo, se somete a tensiones de compresión (por ejemplo, a tensiones térmicas de compresión que surgen en el caso en que la temperatura de trabajo de las capas interiores es superior a la de las exteriores), entonces el fin del endurecimiento térmico reside en obtener pretensiones *de tracción* en las capas interiores mediante la creación previa en ellas de deformaciones residuales de compresión. El proceso de endurecimiento térmico, en este caso, debe ser inverso a lo expuesto anteriormente: conviene calentar la pieza por el interior y enfriarla por el exterior.

La regla general es: para obtener pretensiones **de compresión** el sector dado de la pieza hay que *enfriarlo*, para obtener pretensiones **de tracción**, *calentarlo*.

La insuficiencia del método del endurecimiento térmico es la diversidad de factores que determinan la magnitud, el signo y la distribución de las pretensiones, así como la dificultad de observar rigurosamente los regímenes térmicos de elaboración, lo que predetermina la estabilidad y la reproductibilidad de los resultados.

La temperatura de calentamiento durante el endurecimiento térmico debe ser inferior a las temperaturas del tratamiento térmico precedente, de lo contrario el efecto del tratamiento térmico se pierde.

Al calentarse las piezas, en el trabajo, hasta temperaturas próximas a las del endurecimiento térmico, particularmente en presencia de altas tensiones en la pieza, el efecto endurecedor se pierde.

### 8.2.5 Consolidación de los sistemas de armadura

Con análogos procedimientos pueden consolidarse los sistemas de armadura, de pórtico y construcciones semejantes a éstas.

Como ejemplo examinemos el caso del soporte de armadura cargado por la fuerza de extensión $P_{tr}$ (fig. 305, *a*). La barra del medio del soporte está cargada considerablemente más que las laterales.

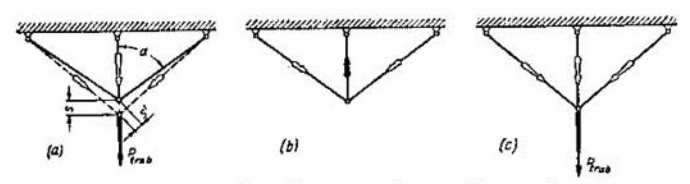



Fig. 305. Consolidación de un sistema de armadura

La deformación elástica de la barra del medio, bajo carga (y por consiguiente, según la ley de Hook también las tensiones de tracción en ésta) es mayor que las deformaciones de las barras laterales, en de relación $s/s' \approx 1/\cos\alpha$ (siendo $\alpha = 60 \div 70°$, $s/s' = 2 \div 3$).

Este sistema puede consolidarse por sobrecarga, provocando en la barra del medio deformaciones plásticas de tracción. Después al quitar la carga de endurecimiento, la barra del medio resulta comprimida por las fuerzas de elasticidad de las barras laterales (fig. 305, *b*); en las barras laterales surgen tensiones de tracción (saetas blancas). Si un tal sistema pretensado se somete a la acción de la carga de trabajo, como resultado de la adición de las tensiones residuales y de trabajo, la carga sobre las barras se equilibra (fig. 305, *c*); la capacidad de carga del sistema aumenta.

Puede aumentarse la capacidad de carga también por el método de endurecimiento térmico, es decir, calentando las barras laterales hasta la aparición de deformaciones residuales de tracción en la barra del medio. Después del enfriamiento en la barra del medio surgen tensiones de compresión; el sistema resulta convenientemente pretensado.

Puede emplearse el método de endurecimiento elástico. Para esto, conviene tensar las barras laterales o aumentar la longitud de la barra del medio con respecto a la nominal con tal cálculo que durante el montaje surjan en ésta tensiones de compresión.

En las piezas de fundición puede lograrse pretensiones, asegurando la cristalización más anticipada del material de la barra del medio y su enfriamiento más rápido, en comparación con las laterales (por ejemplo, mediante la instalación de refrigeradores en la forma).

# 9 Pureza de la superficie

Después del tratamiento mecánico, en la superficie de la pieza quedan irregularidades diminutas, cuyas magnitud, forma y disposición dependen del tipo de tratamiento y del tipo de herramienta

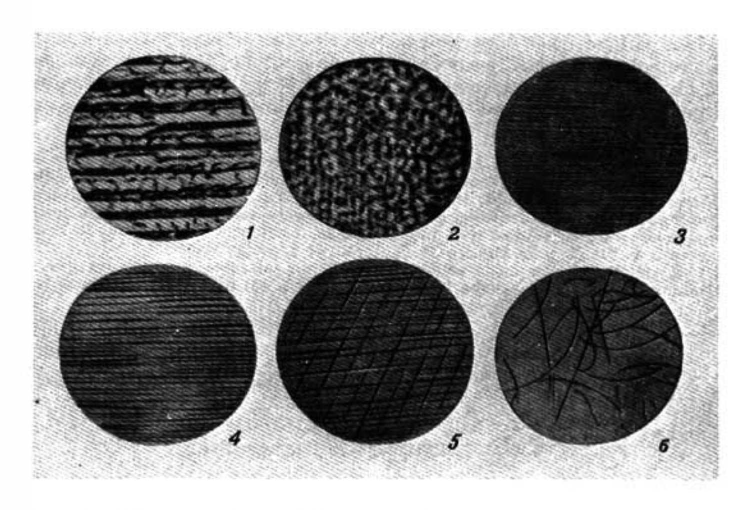


Fig. 306. Microfoto de superficies trabajadas por distintos procedimientos (×30).

*1* — torneado de desbaste; *2* — escariado; *3* — mandrinado con cuchilla de diamante; *4* — rectificado con barretas abrasivas; *5* — bruñido brillante; *6* — superpulido

(fig. 306). Estas irregularidades influyen esencialmente en las propiedades de la superficie y en la capacidad de trabajo de la pieza.

Después del maquinado de desbaste (por ejemplo, torneado de desbaste) en la superficie quedan trazos de hasta 0,3 mm de pro-

fundidad y crestas con bordes irregulares. La cizalladura plástica y el arranque de partículas de metal por la herramienta de corte provoca en la capa superficial altas tensiones residuales de tracción. Aparecen desgarros y microgrietas que reducen la resistencia mecánica de la capa superficial y que resultan ser los focos de la corrosión local. El calentamiento del metal durante la elaboración provoca un cambio de la estructura de la capa superficial (transformaciones de fase, recristalización, etc.) acompañado por el cambio de las propiedades mecánicas del metal.

Las operaciones de acabado persiguen el fin de quitar total o parcialmente la capa deteriorada o pretensada, eliminar o aplanar las irregularidades.

Como regla general, el aumento de la lisura de la superficie mejora la resistencia a la fatiga, la resistencia al desgaste y a la corrosión de las piezas, contribuye a conservar sus dimensiones en la explotación, eleva la rigidez por contacto, garantiza el reparto uniforme de la carga y reduce el coeficiente de rozamiento en las articulaciones móviles.

La calidad de la superficie se valoriza por la magnitud media de microirregularidades que existen en ella, dicho de otro modo, *por el grado de rugosidad* (aspereza). Habitualmente se emplea el término *grado de pureza*, inverso por su sentido al antecedente.

La valorización de la calidad de la superficie por la altura media de las microirregularidades es incompleta. Esta no tiene en cuenta el carácter del microrrelieve, por ejemplo, la densidad del reparto de las irregularidades, el perfil de las irregularidades, el grado de agudeza de los cortes en la base de las cavidades y otros factores que determinan la resistencia al desgaste, la resistencia a la fatiga y la rigidez de contacto de la superficie.

El microrrelieve puede estar compuesto de salientes y cavidades que se alternan, situados con mucha frecuencia (fig. 307, *a*); dispuestos con poca fre-




Fig. 307. Esquemas de microperfiles

cuencia (fig. 307, *b*); de salientes separados por áreas (fig. 307, *c*); de cavidades separadas por áreas (fig. 307, *d*). Las características de la superficie, en los casos enumerados, serán distintas, aunque siendo igual la altura media de las irregularidades, la calidad de la superficie se aprecia igual.

La magnitud media de las irregularidades, siendo sólo una característica geométrica, no refleja los cambios físico-mecánicos que ocurren en la capa superficial, bajo la acción del tratamiento mecánico. Sin embargo, ella ofrece, en general, una representación justa de la calidad de la superficie, ya que el grado de deterioro, como regla general, es tanto menor, cuanto más fina es la elaboración.

### 9.0.1 Clases de pureza

El Standard de Estado de la URSS 2789—59 establece las siguientes reglas para determinar la rugosidad (aspereza).

Para determinar la magnitud de las microirregularidades sirve de base la *línea media del perfil* $m—m$ (fig. 308, $a$) paralela al perfil

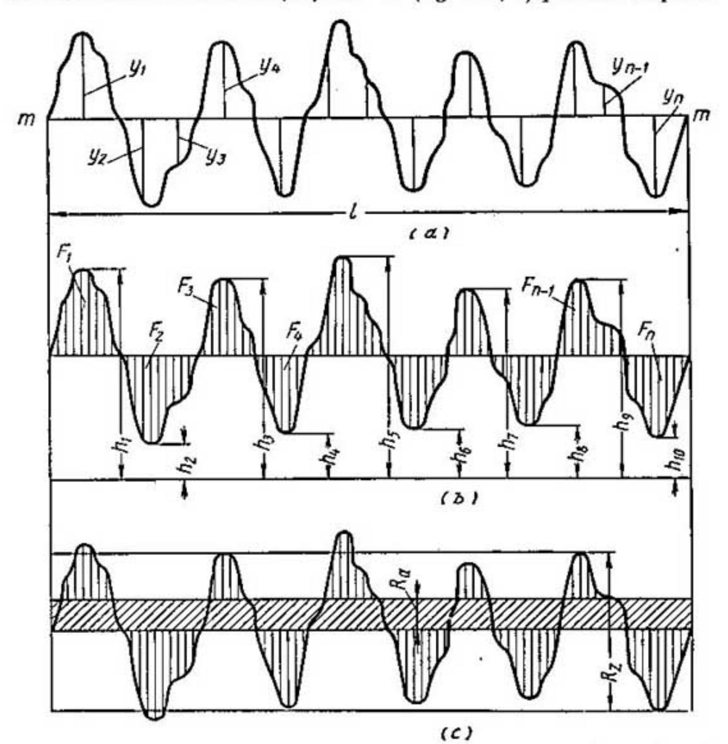



Fig. 308. Referente a la determinación de la línea media del perfil, de la desviación media aritmética $R_a$ y de la altura de las irregularidades $R_z$

geométrico de la superficie y que lo divide de tal modo que en los límites del sector a medir (de la longitud de base $l$), la suma de los cuadrados de las distancias $y_1$, $y_2$, $y_3$, . . ., $y_n$, tomadas a una distancia próxima la una de la otra es mínima.

La línea media del perfil puede considerarse aproximadamente como la línea que separa el perfil en los límites de la longitud de base,

de modo que las áreas por ambos lados de esta línea son iguales entre sí (fig. 308, *b*):

$$F_1+F_3+\ldots+F_n=F_2+F_4+\ldots+F_{n-1}.$$

La rugosidad de la superficie se determina por los siguientes parámetros:

**La desviación media aritmética $R_a$** es el valor medio de las distancias ($y_1, y_2, y_3, \ldots, y_n$) de los puntos del perfil medido (fig. 308, *a*) hasta la línea media (sin contar el signo algebraico):

$$R_a=\frac{1}{l}\int_a^l [y]\,dx.$$

Aproximadamente

$$R_a=\frac{1}{n}\sum_l^n [y].$$

**La altura de las irregularidades $R_z$** es la distancia media entre los cinco puntos superiores de los salientes y los cinco puntos inferiores de las cavidades que se encuentran en los límites de la longitud de base (fig. 308, *b*), medida a partir de la línea paralela a la línea media:

$$R_z=\frac{(h_1+h_3+\ldots+h_9)-(h_2+h_4+\ldots+h_{10})}{5}.$$

La magnitud $R_a$ puede representarse como la altura del rectángulo con un área equivalente a la del perfil por cada lado de la línea media y la magnitud $R_z$, como la altura media de las irregularidades por los puntos extremos del perfil (fig. 308, *c*). La magnitud $R_z$ supera considerablemente (4—5 veces) la magnitud $R_a$. Para fines prácticos $R_z$ caracteriza la rugosidad de un modo más expresivo que la magnitud $R_a$.

El Standard de Estado de la URSS 2789—59 establece 14 clases de pureza de las superficies (tabla 28). Las clases de pureza 6—14 están divididas en las categorías *a*, *b* y *c* con valores más fraccionados de $R_a$ y $R_z$.

Para las clases 6—12 lo fundamental es la escala $R_a$ y para las clases 1—5 y 13—14, la escala $R_z$ (en la tabla 28 se destacan con carácter grueso). Los valores de $R_a$ y $R_z$ están enlazados entre sí por las siguientes proporciones: $R_z = 4R_a$ para las clases 1—6; $R_z = 5R_a$ para las clases 7—14.

Las clases de pureza en los dibujos técnicos se simbolizan con un triángulo equilátero $\nabla$ con una cifra que indica el número de clase (en caso de necesidad con la designación literal de la categoría). Los valores numéricos de las microirregularidades, que sirven de base de la división en clases limitan sólo su *máxima* magnitud. Si se necesita establecer las magnitudes máxima y mínima de las microirregularidades, se citan dos números de clase. Por ejemplo, la desig-

*Tabla 28*

**Clases de pureza de la superficie**

| Clases de pureza | $R_a$ en μ | $R_z$ en μ | Longitud de base $l$ en mm | Clases de pureza | $R_a$ en μ | $R_z$ en μ | Longitud de base $l$ en mm |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | no más de | | | | no más de | | |
| 1 | 80 | 320 | 8 | 9 | 0,32 | 1,6 | 0,25 |
| 2 | 40 | 160 | | 10 | 0,16 | 0,8 | |
| 3 | 20 | 80 | | 11 | 0,08 | 0,4 | |
| 4 | 10 | 40 | 2,5 | 12 | 0,04 | 0,2 | |
| 5 | 5 | 20 | | | | | |
| 6 | 2,5 | 10 | 0,8 | 13 | 0,02 | 0,1 | 0,08 |
| 7 | 1,25 | 6,3 | | 14 | 0,01 | 0,05 | |
| 8 | 0,63 | 3,2 | | | | | |

nación ∇9—∇10 indica que la rugosidad debe estar en los límites de los valores $R_a$ y $R_z$ establecidos para las clases 9 y 10.

La rugosidad de las superficies más basta que la clase *1* se simboliza con el signo √, sobre el cual se rotula la altura límite de las irregularidades $R_z$ en micrones. Por ejemplo, el signo $^{500}\!\sqrt{}$ indica que la altura de las irregularidades no debe exceder 500 μ.

Las superficies, cuyo grado de rugosidad no necesita determinación especial, se simboliza con el signo ∾.

Cabe señalar la contradicción que existe entre el sentido puesto en las designaciones de la pureza y el sentido dado en el símbolo al rotular los dibujos técnicos. Según el Standard 2789—59 la clase de pureza indica sólo el grado de rugosidad de la superficie independientemente del procedimiento empleado para obtener esta superficie: tratamiento mecánico o como resultado de las operaciones preparativas o de prefabricación (estampado, fundición, etc.). Entretanto, para la producción es necesario una separación determinada, que no admite distintas interpretaciones, de las superficies sujetas a tratamiento mecánico.

La salida se halla rotulando los signos de pureza en los dibujos técnicos sólo en las superficies que deben someterse al tratamiento mecánico. Las demás superficies se designan con ∾ independientemente del grado de pureza de estas superficies, determinado por el tipo de operación preparativa o de prefabricación.

De este modo, el signo ∇ en los dibujos técnicos (con la correspondiente designación numeral) siempre indica la necesidad del tratamiento mecánico con un grado de pureza prefijado y el signo ∾ significa la superficie bruta, obtenida en las operaciones preparativas.

Los valores de los parámetros $R_a$ y $R_z$ para las distintas clases y categorías de pureza se muestran en escala logarítmica en el gráfico de la figura 309.

En la tabla 29 se indican las clases de pureza alcanzadas con distintos procedimientos de elaboración. En la tabla 30 se aportan para información las clases de pureza de los tipos de piezas brutas más usados en la construcción de maquinaria.

**Pureza alcanzada con distintos**

| Pureza | | ∇1 | ∇2 | ∇3 | ∇4 |
|---|---|---|---|---|---|
| $R_z$ en μ no más de | | 320* | 160 | 80 | 40 |
| $R_a$ en μ no más de | | 80 | 40 | 20 | 10 |
| Corte con llama de gas mecánico | | — | — | — | |
| Limado | | | — | — | — |
| Taladrado | | | | — | — |
| Cepillado | en fino | | | | — |
| | brillante | | | | |
| Fresado de frente | en fino | | | | |
| | brillante | | | | |
| Fresado cilíndrico | en fino | | | | |
| | brillante | | | | |
| Torneado | en fino | | | | |
| | brillante | | | | |
| Mandrinado | en fino | | | | |
| | brillante | | | | |
| Avellanado | | | | | |
| Recorte de los extremos | en fino | | | | |
| | brillante | | | | |
| Roscado exterior | con herramienta, terraja | | | | |
| | con peine, por fresado | | | | |
| | por laminación | | | | |
| | por rectificado | | | | |
| Roscado interior | con macho, cuchilla | | | | |
| | por fresado | | | | |
| | por rectificado | | | | |
| Elaboración de los dientes de las ruedas | cepillado, fresado | | | | |
| | fresado con fresa matriz | | | | |
| | rasurado | | | | |
| | rectificado | | | | |
| | esmerilado y engendrado | | | | |
| Tratamiento anodo-mecánico | ordinario | | | | |
| | brillante | | | | |

*Tabla 29*

**tipos de mecanizado**

| $\nabla 5$ | $\nabla 6$ | $\nabla 7$ | $\nabla 8$ | $\nabla 9$ | $\nabla 10$ | $\nabla 11$ | $\nabla 12$ | $\nabla 13$ | $\nabla 14$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 20 | 10 | 6,3 | 3,2 | 1,6 | 0,8 | 0,4 | 0,2 | 0,1 | 0,05 |
| 5 | 2,5 | 1,25 | 0,63 | 0,32 | 0,16 | 0,08 | 0,04 | 0,02 | 0,01 |

| Pureza | | ∇1 | ∇2 | ∇3 | ∇4 |
|---|---|---|---|---|---|
| $R_z$ en μ no más de | | 320 | 160 | 80 | 40 |
| $R_a$ en μ no más de | | 80 | 40 | 20 | 10 |
| Tratamiento electroquímico dimensional | ordinario | | — | — | — |
| | brillante | | | | — |
| Maquinado por chisporroteo eléctrico | en fino | | | | |
| | brillante | | | | |
| Tratamiento ultrasónico (de orificios, hendiduras) | | | | | |
| Raspado | en fino | | | | |
| | brillante | | | | |
| Escariado | en fino | | | | |
| | brillante | | | | |
| Brochado | en fino | | | | |
| | de acabado | | | | |
| Rectificado plano | en fino | | | | |
| | brillante | | | | |
| Rectificado cilíndrico | en fino | | | | |
| | brillante | | | | |
| Esmerilado | en fino | | | | |
| | brillante | | | | |
| Pulido | en fino | | | | |
| | brillante | | | | |
| Bruñido | en fino | | | | |
| | brillante | | | | |
| Superacabado | brillante | | | | |
| | doble | | | | |
| Calibrado por bola (agujeros) | | En 1—2 clases superior | | | |
| Rodillado | | En 1—2 clases superior | | | |
| Chorreado con perdigones | | En 1—2 clases inferior | | | |
| Pulido líquido (hidrobruñido) | | En 2—3 clases superior | | | |
| Pulido eléctrico | | En 2—3 clases superior | | | |

*Continuación*

| $\nabla 5$ | $\nabla 6$ | $\nabla 7$ | $\nabla 8$ | $\nabla 9$ | $\nabla 10$ | $\nabla 11$ | $\nabla 12$ | $\nabla 13$ | $\nabla 14$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 20 | 10 | 6,3 | 3,2 | 1,6 | 0,8 | 0,4 | 0,2 | 0,1 | 0,05 |
| 5 | 2,5 | 1,25 | 0,63 | 0,32 | 0.16 | 0,08 | 0,04 | 0,02 | 0,01 |

a la pureza inicial (hasta la clase 10)

a la pureza inicial (hasta la clase 11)

a la pureza inicial

a la pureza inicial (hasta la clase 12)

a la pureza inicial (hasta la clase 14)

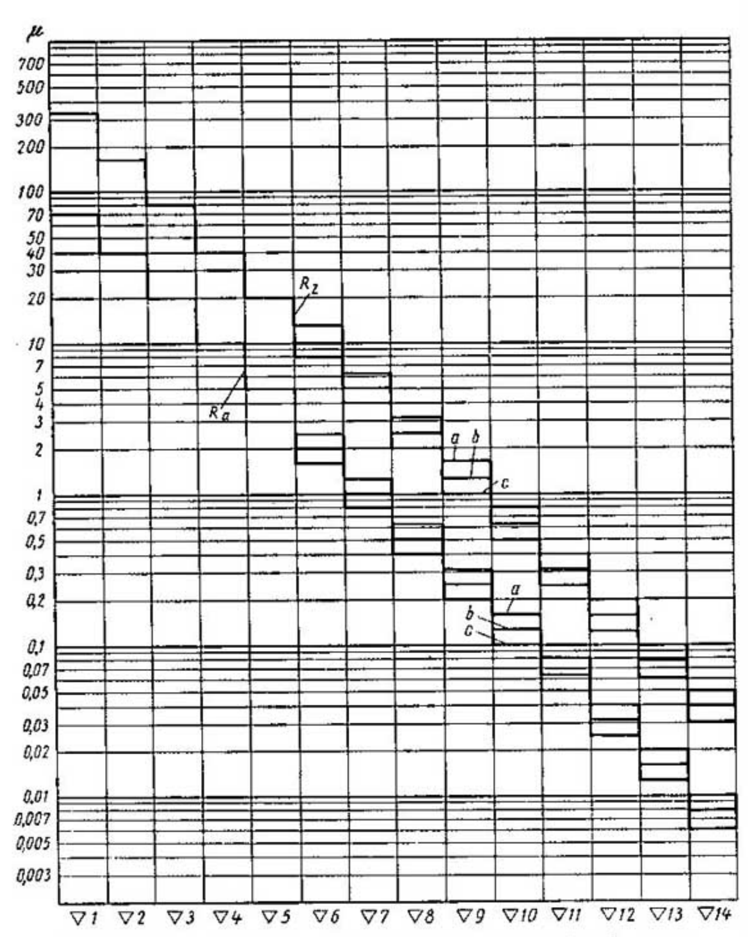



Fig. 309. Magnitudes $R_a$ y $R_z$ para distintos grados de pureza

**Pureza de las superficies de las piezas brutas**

| Pureza | | ∇1 | ∇2 | ∇3 | ∇4 | ∇5 | ∇6 | ∇7 | ∇8 | ∇9 | ∇10 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $R_z$ en μ no más de | | 320 | 160 | 80 | 40 | 20 | 10 | 6,3 | 3,2 | 1,6 | 0,8 |
| Productos laminados comerciales | | — | — | — | — | | | | | | |
| Fundición | en moldes de arena | — | — | — | | | | | | | |
| | en moldes de machos | | — | — | — | | | | | | |
| | en moldes de cáscaras | | | — | — | — | | | | | |
| | en moldes metálicos | | | | — | — | — | | | | |
| | a la cera perdida | | | | — | — | — | — | | | |
| | a presión (aleaciones de metales no ferrosos) | | | | | — | — | — | — | | |
| Estampado en caliente | habitual | | | — | — | | | | | | |
| | preciso | | | | | — | — | — | | | |
| Calibrado (troquelado) | | | | | | | — | — | — | — | |
| Estirado | | | | | | | | — | — | — | |
| Productos plásticos (moldeo y colada a presión) | | | | | | | | | — | — | — |

## 9.0.2 Elección de las clases de pureza

La clase de pureza debe estar concordada con la clase de precisión de la fabricación. Cuanto más elevada sea la clase de precisión, tanto mayor debe ser la pureza (finura) de la superficie. De lo contrario la magnitud de las microirregularidades resulta conmensurable con el campo de la tolerancia. La medición realizada por los puntos extremos del perfil, da valores ficticios de la dimensión. La pieza durante la explotación pierde rápidamente las dimensiones exactas como resultado del corte y aplastamiento de las cúspides de las crestas durante el desgaste (en las uniones móviles) o bajo la acción de las cargas de trabajo (en las uniones inmóviles).

Para las clases bastas de precisión con un campo extenso de tolerancias la clase de pureza puede reducirse, lo que disminuye el coste de fabricación.

La pureza (finura) mínima del mecanizado, indispensable para obtener distintas clases de precisión, es la siguiente:

| | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Clase de precisión . . . . . . | 1 | 2 | 2a | 3 | 3a | 4 | 5 | 7 |
| Pureza del mecanizado . . . . | ∇7 | ∇7 | ∇6 | ∇5 | ∇5 | ∇4 | ∇4 | ∇4 |

Al elegir la clase de pureza se deben tener en cuenta las propiedades del material y la dureza de la superficie del metal. Un elevado grado de pureza, para los aceros, puede obtenerse con una dureza no inferior de HRC 30—35. Los productos de acero que se deben someter a acabado deben ser sometidos, por lo menos, a mejoramiento o normalización. Los aceros brutos pobres en carbono se someten mal al acabado.

Por las condiciones del mecanizado es más difícil obtener un acabado fino en los agujeros que en los árboles. Por eso, como regla general, el grado de pureza en los agujeros debe designarse algo inferior que en los árboles.

Conviene aplicar las clases de pureza menos altas compatibles con la condición del trabajo fiable de las piezas, ya que el aumento de la finura está vinculado con la introducción de operaciones de acabado complementarias, lo que eleva el coste de la producción.

Además, el aumento de la pureza no siempre es útil para el funcionamiento de la unión. Por ejemplo, para las uniones a presión existen valores óptimos de pureza del mecanizado, la desviación de las cuales a uno u otro lado provoca la disminución de la resistencia mecánica de la unión.

Las superficies libres (que no entran en la unión o dispuestas con huelgo respecto a las superficies próximas) conviene, para los intereses económicos, trabajarlas por las clases de pureza inferiores. Son una excepción las piezas altamente cargadas que se someten a la acción de cargas cíclicas. Para aumentar la resistencia a la fatiga, este tipo de piezas se mecanizan enteramente con alto grado de pureza, se pulen o se rodillan.

A continuación se aportan los valores aproximados de la pureza de las superficies para piezas tipo de la construcción de maquinaria fundamentados en la experiencia de la construcción de maquinaria general.

**Pureza de las superficies de las piezas tipo de la construcción de maquinaria**

| | |
|---|---|
| Cojinetes de contacto plano: | |
| poco cargados que trabajan a velocidades periféricas moderadas: | |
| agujero . . . . . . . . . . . . . . . . . . | ∇7—∇9 |
| árbol . . . . . . . . . . . . . . . . . . | ∇8—∇10 |
| altamente cargados que trabajan a grandes velocidades periféricas: | |
| agujero . . . . . . . . . . . . . . . . . . | Δ8—∇10 |
| árbol . . . . . . . . . . . . . . . . . . | ∇10—Δ12 |

| | |
|---|---|
| Cojinetes de empuje de contacto plano (superficies de trabajo): | |
| poco cargados | ∇6—∇8 |
| altamente cargados que trabajan a grandes velocidades periféricas | ∇8—∇12 |
| Superficies esféricas (de los cojinetes autoalineadores, etc.) | ∇9—∇12 |
| Uniones inmóviles con ajuste corredizo: | |
| agujero | ∇8—∇9 |
| árbol | ∇9—∇11 |
| Uniones con ajustes transitorios: | |
| agujero | ∇7—Δ9 |
| árbol | ∇8—∇10 |
| Uniones a presión: | |
| agujero | ∇7—∇10 |
| árbol | ∇8—∇11 |
| Ribetes de empuje de las uniones cilíndricas inmóviles (superficies de trabajo) | ∇6—Δ8 |
| Ajustes de los cojinetes de contacto rodante: | |
| agujero en el cuerpo para la clase de precisión del cojinete: | |
| normal (N) | ∇8—∇9 |
| elevada (E) | ∇9—∇10 |
| alta (A) | ∇10—∇11 |
| de precisión (P) | ∇11—∇12 |
| árbol para la clase de precisión del cojinete: | |
| normal (N) | ∇8—∇10 |
| elevada (E) | ∇10—∇11 |
| alta (A) | ∇11—∇12 |
| de precisión (P) | ∇12—∇13 |
| Cuerpos de rodamiento en articulaciones cargadas por contacto | ∇10—∇13 |
| Cilindros (espejo de los cilindros): | |
| para émbolo con empaquetaduras blandas (manguitos) | ∇7—Δ10 |
| para émbolo con segmentos metálicos | ∇9—∇12 |
| Embolos (superficie de trabajo): | |
| de fundición y de acero | ∇9—∇10 |
| de aleaciones ligeras | ∇10—∇12 |
| Bulones de émbolo: | |
| agujero | ∇8—∇11 |
| bulón | ∇9—∇12 |
| Bombas de chupón de alta presión | |
| cilindros | ∇10—∇12 (con esmerilado) |
| émbolos buzos | ∇12—∇14 (con esmerilado) |
| Distribuidores cilíndricos: | |
| de aceite. | |
| agujero | ∇7—∇9 (con esmerilado) |
| distribuidor | ∇8—∇11 (con esmerilado) |
| de gas: | |
| agujero | ∇9—∇11 (con esmerilado) |
| distribuidor | ∇9—∇12 (con esmerilado) |

| | |
|---|---|
| Distribuidores planos: | |
| cuerpo | ∇7—∇10 (con esmerilado) |
| distribuidor | ∇8—∇11 (con esmerilado) |
| Grifos de tapón cónicos (superficies de trabajo): | |
| agujero | ∇8—∇10 (con esmerilado) |
| tapón | ∇10—∇12 (con esmerilado) |
| Válvulas (con superficies de empaque cónicas): | |
| superficies de guía: | |
| manguito del vástago | ∇8—∇9 |
| vástago | ∇9—∇10 |
| superficies de empaquetadura: | |
| superficie de trabajo del asiento | ∇9—∇11 (con esmerilado) |
| chaflán de trabajo de la válvula | ∇10—∇12 (con esmerilado) |
| Mecanismos de levas (superficies de trabajo): | |
| leva | ∇9—∇11 |
| rodillo accionador | ∇9—∇12 |
| empujador plano | ∇8—∇11 |
| Copiadores (superficies de trabajo): | |
| copiador | ∇8—∇10 |
| rodillo | ∇9—∇11 |
| Uniones por estrías (superficies de centrado): | |
| centrado por el diámetro exterior: | |
| agujero | ∇7—∇10 |
| árbol | ∇8—∇10 |
| centrado por el diámetro interior: | |
| agujero | ∇9—∇12 |
| árbol | ∇7—∇9 |
| centrado por las facetas de las estrías: | |
| superficies del agujero | Δ7—∇10 |
| superficies del árbol | ∇8—∇11 |
| uniones por estrías con holgura: | |
| facetas de trabajo de las estrías | ∇7—∇10 |
| agujero | ∇8—∇11 |
| árbol | ∇7—∇8 |
| Uniones por chaveta (facetas de trabajo): | |
| chaveteros | ∇5—∇7 |
| chaveta | ∇6—Δ8 |
| Guías prismáticas: | |
| superficies del agujero | ∇8—∇10 |
| superficies del árbol | ∇9—∇12 |
| Roscas exteriores: | |
| ordinarias | ∇5—∇6 |
| de elevada exactitud | ∇6—∇7 |
| de precisión | ∇7—∇9 |
| Roscas interiores: | |
| ordinarias | ∇4—∇5 |
| de elevada exactitud | ∇5—∇6 |
| de precisión | ∇6—∇8 |
| Tornillos de avance (superficies de trabajo): | |
| tuerca | ∇8—∇10 |
| tornillo | ∇8—∇12 |

| | |
|---|---|
| Ruedas de dientes rectos (facetas de trabajo de los dientes): | |
| de designación no importante . . . . . . . . . . | ∇6—∇7 |
| que trabajan con cargas y velocidades periféricas moderadas . . . . . . . . . . . . . . . . | ∇7—∇8 |
| que trabajan con cargas y velocidades periféricas medias . . . . . . . . . . . . . . . . | ∇9—∇10 |
| fuertemente cargadas, sometidas a carga de impacto y que trabajan a altas velocidades periféricas | ∇10—∇12 (con esmerilado o rodillado) |
| Ruedas de dientes oblicuos y angulares (facetas de trabajo de los dientes): | |
| que trabajan a cargas y velocidades periféricas moderadas . . . . . . . . . . . . . . . . | ∇6—∇8 |
| fuertemente cargadas, que trabajan a altas velocidades periféricas . . . . . . . . . . . . . | ∇8—∇10 |
| Ruedas dentadas cónicas (facetas de trabajo de los dientes): | |
| que trabajan a cargas y velocidades periféricas moderadas . . . . . . . . . . . . . . . . | ∇6—∇8 |
| fuertemente cargadas, que trabajan a altas velocidades periféricas . . . . . . . . . . . . . . | ∇8—∇10 |
| Ruedas de tornillo sin fin (facetas de trabajo de los dientes): | |
| que trabajan a cargas moderadas . . . . . . . | ∇7—∇8 |
| pesadamente cargadas . . . . . . . . . . . . | ∇8—∇10 |
| Tornillos sin fin (facetas de trabajo de las espiras): | |
| que trabajan a cargas moderadas . . . . . . . | ∇8—∇9 |
| pesadamente cargados . . . . . . . . . . . . | ∇10—∇11 |
| Ruedas de trinquete (facetas de trabajo de los dientes) | ∇8—∇9 |
| Ruedas libres de rodillos (superficies de trabajo): | |
| collar externo . . . . . . . . . . . . . . . | ∇8—∇10 |
| collar interno . . . . . . . . . . . . . . . | ∇10—∇12 |
| rodillos . . . . . . . . . . . . . . . . . . | ∇12—∇13 |
| Embragues de fricción, frenos (superficies de trabajo): | |
| superficies cilíndricas . . . . . . . . . . . . | ∇9—∇12 |
| superficies planas . . . . . . . . . . . . . . | ∇8—∇10 |
| Empaquetaduras cilíndricas de contacto (superficies de trabajo de los árboles): | |
| con elementos de guarnición blandos (manguitos) | ∇8—∇10 |
| con elementos de guarnición metálicos . . . . . | ∇9—∇11 |
| Empaquetaduras extremas (superficies de trabajo de los discos): | |
| con elementos de guarnición blandos . . . . . . | ∇9—∇10 |
| con elementos de guarnición metálicos . . . . . | ∇10—∇12 (con esmerilado) |
| Superficies de empaquetadura de los niples, racores, etc. | ∇7—∇9 |
| Poleas de las transmisiones por correa (superficies de trabajo): | |
| para correas planas . . . . . . . . . . . . . | ∇9—∇12 |
| para correas trapezoidales . . . . . . . . . . | ∇8—∇10 |
| Juntas herméticas montadas con guarniciones: | |
| con guarniciones blandas . . . . . . . . . . . | ∇6—∇8 |
| con guarniciones duras . . . . . . . . . . . . | ∇8—∇9 |
| con guarniciones de metales blandos . . . . . | ∇9—∇10 |
| Juntas herméticas (metal sobre metal) . . . . . . . . | ∇10—∇12 (con esmerilado) |
| Planos de apoyo (sin guarniciones): | |
| ordinarios . . . . . . . . . . . . . . . . . | ∇5—∇7 |
| precisos . . . . . . . . . . . . . . . . . . | ∇8—∇10 |

| | |
|---|---|
| Superficies libres (extremos y superficies cilíndricas no portantes de árboles, chaflanes, superficies no de trabajo de las ruedas dentadas, de poleas, volantes, palancas, bielas, muñones de los árboles cigüeñales, etc.): | |
| de piezas poco cargadas . . . . . . . . . . . | ∇4—∇6 |
| de piezas cargadas con altas cargas cíclicas . . . | ∇6—∇9 (y más, hasta el pulido) |
| Redondeos: | |
| de designación no importante . . . . . . . . . | ∇5—∇6 |
| de piezas cargadas con altas cargas cíclicas . . . | ∇8—∇10 (y más, hasta el pulido) |
| Hexaedros, tetraedros, rebajos planos, ranuras para llaves, etc. . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . | ∇4—∇5 |
| Taladros (para piezas de sujeción, colocadas con huelgo) | ∇4—∇5 |
| Superficies de apoyo para tuercas y cabezas de tornillos | ∇4—∇5 |
| Ribetes de centrado (de bridas, tapas, piezas tipo armazón, etc.): | |
| agujero . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . | ∇5—∇6 |
| ribete . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . | ∇6—∇7 |
| Piezas de mando, palancas, manijas, volantes, etc. . . . | ∇8—∇10 (con pulido) |
| Muelles de compresión (montura de los extremos) . . . . | ∇4—∇5 |
| Herramienta de medida (superficies de trabajo) . . . . . | ∇12—∇14 (con rectificado) |

# 10 Uniones de apriete

Las uniones de apriete, según sean las condiciones de trabajo, se dividen en uniones *cargadas* y *no cargadas*.

## 10.1 Uniones no cargadas

Las uniones *no cargadas* comprenden las juntas no portantes de tapas, de las partes no portantes de cuerpos, etc. En nuestro caso la fuerza indispensable de apriete de los tornillos (o espárragos) se determina por la condición de la unión compacta de las juntas y de la no divergencia de éstas en todas las deformaciones posibles del sistema y del posible aflojamiento como resultado del aplastamiento, que ocurre con el tiempo, de las espiras de la rosca y de las superficies de apoyo de la tuerca y la cabeza del tornillo. Los tornillos están cargados sólo por la fuerza del apriete previo, si no se tienen en cuenta las cargas que surgen como resultado de la deformación del sistema durante el trabajo.

Este tipo de uniones, en la mayoría de los casos, no se calcula. El material, el diámetro y el paso de la rosca de los tornillos se eligen sobre la base de la experiencia existente; la fuerza de apriete se establece de modo que excite en el material del tornillo tensiones correspondientes a 3—5 veces el margen de seguridad habitual (calculando por el límite de fluencia).

En las uniones no importantes la fuerza de apriete no se reglamenta, ofreciendo su elección a la experiencia del montador. En los talleres de montaje mecanizados para el apriete, se utilizan giratuercas y giratornillos de acción eléctrica o neumática con momento de tensado regulable y automáticamente mantenido.

El momento torsional de apriete $M_{apr}$, igual al producto de la fuerza aplicada al extremo de la llave por el brazo de la llave, origina una fuerza axial (fig. 310) que extiende el tornillo, vence el

momento de rozamiento en las espiras de la rosca y en la superficie de apoyo de la tuerca:

$$M_{\text{apr}} = 10^{-3}\left(\frac{P_{\text{ax}}\,\text{tg}\,\varphi d_0}{2} + f_1\frac{P_{\text{ax}}d_0}{2} + f_2\frac{P_{\text{ax}}D}{2}\right)\ \text{kgfm}, \qquad (132)$$

donde $P_{\text{ax}}$ es la fuerza axial que surge durante el apriete del tornillo, en kgf;

$d_0$ es el diámetro medio de la rosca, en mm;

$D$ es el diámetro medio de la superficie de apoyo de la tuerca, en mm;

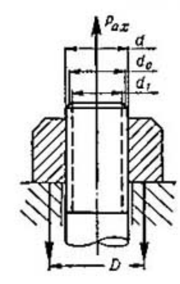



Fig. 310. Esquema para determinar el momento torsional de apriete del tornillo

$f_1$ y $f_2$ son respectivamente los coeficientes de rozamiento en las espiras de la rosca y en la superficie de apoyo de la rosca;

$\varphi$ es el ángulo de inclinación de las espiras de la rosca.

Introduciendo $\text{tg}\ \varphi = \frac{s}{\pi d_0}$ (donde $s$ es el paso de la rosca), obtenemos

$$M_{\text{apr}} = 10^{-3}\frac{P_{\text{ax}}d}{2}\left(\frac{1}{\pi}\cdot\frac{s}{d} + f_1\frac{d_0}{d} + f_2\frac{D}{d}\right)\ \text{kgfm}, \qquad (133)$$

donde $d$ es el diámetro nominal de la rosca, en mm.

En la gama de diámetros de los tornillos de sujeción usados puede tomarse por término medio $s/d = 0{,}15$; $d_0/d = 0{,}9$; $D/d = 1{,}3$.

Sustituyendo estas magnitudes en la ecuación (133), obtenemos

$$M_{\text{apr}} = 10^{-3}P_{\text{ax}}d\,(0{,}024 + 0{,}45f_1 + 0{,}65f_2)\ \text{kgfm},$$

de donde

$$P_{\text{ax}} = 10^3\,\frac{M_{\text{apr}}}{d\,(0{,}024 + 0{,}45f_1 + 0{,}65f_2)}. \qquad (134)$$

Aceptemos $f_1 = 0{,}22$ y $f_2 = 0{,}11$. Entonces

$$P_{\text{ax}} \approx 10^3\,\frac{5M_{\text{apr}}}{d}. \qquad (135)$$

La fuerza $P_{ax}$ provoca en el tornillo tensiones de tracción

$$\sigma_{trac} = \frac{P_{ax}}{0{,}785 d_1^2},$$

donde $d_1$ es el diámetro interior de la rosca (para los tornillos aligerados es el diámetro de su vástago), en mm.

El momento de rozamiento en las espiras de la rosca $\frac{P_{ax} d_0}{2} f_1$ provoca en el tornillo tensiones de torsión

$$\tau = \frac{P_{ax} d_0 f_1}{2 W_{tor}}$$

donde $W_{tor} = 0{,}2 d_1^3$ es el momento de resistencia de la sección del tornillo a la torsión.

Por consiguiente

$$\tau = \frac{P_{ax} d_0 f_1}{0{,}4 d_1^3}.$$

La tensión sumaria por la tercera teoría de la resistencia mecánica es

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{trac}^2 + 4\tau^2} \approx \frac{P_{ax}}{d_1^2} \sqrt{1{,}6 + 25 f_1^2 \left(\frac{d_0}{d_1}\right)^2}. \qquad (136)$$

Tomando para las condiciones medias $d_1 = 0{,}8d$ y sustituyendo el valor $f_1 = 0{,}22$ y $d_0/d = 0{,}9$, obtenemos

$$\sigma \approx 2{,}6 \frac{P_{ax}}{d^2}. \qquad (137)$$

Una vez sustituido en esta expresión el valor de $P_{ax}$, de la ecuación (135), obtenemos

$$\sigma \approx 10^3 \frac{13 M_{apr}}{d^3} \text{ kgf/mm}^2, \qquad (138)$$

donde $M_{apr}$ es el momento de apriete, en kgfm;

$d$ es el diámetro nominal de la rosca, en mm.

En el diagrama de la figura 311 se aportan los valores de $\sigma$ calculados por la ecuación (138) en función de $M_{apr}$ para los tornillos de distinto diámetro. Este diagrama puede servir para la determinación aproximada de las tensiones que surgen en el tornillo, al apretar con distinto momento torsional. Por la tensión admisible puede hallarse la magnitud límite del momento torsional de apriete.

La dependencia inversamente proporcional de la tensión al cubo del diámetro del tornillo [véase la ecuación (138)] condiciona un crecimiento brusco de las tensiones que surgen durante el apriete, con la disminución del diámetro del tornillo. Al apretar con la mano puede originarse, en los tornillos de pequeño diámetro, una tensión excesiva que los puede estirar y hasta romper.

En la tabla 31 se dan las magnitudes aproximadas de los esfuerzos y del momento torsional, al apretar tornillos a mano.

*Tabla 31*

**Esfuerzos y momentos torsionales, al apretar tornillos a mano**

| Tornillos | Brazo de la llave, en m | Esfuerzo de apriete, en kgf | Momento torsional de apriete, en kgfm |
|---|---|---|---|
| Pequeños (M4—M8) | 0,1—0,15 | ~ 10 | 1—1,5 |
| Medianos (M10—M14) | 0,15—0,2 | ~ 15 | 2—3 |
| Grandes (M16—M24) | 0,2—0,25 | ~ 20 | 4—5 |

Supongamos, por ejemplo, que el momento torsional de apriete es igual a 1,5 kgfm. Trazando en el diagrama de la figura 311 una horizontal $M_{apr} = 1,5$ kgfm, leemos en el eje de abscisas las tensiones: en los tornillos M8

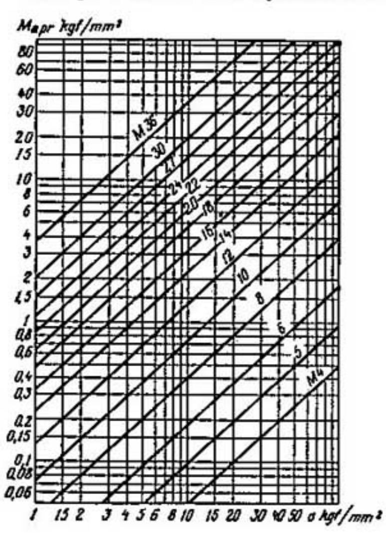



Fig. 311. Momento torsional de apriete $M_{apr}$ y tensiones σ para tornillos de distinto diámetro

37 kgf/mm², en los tornillos M6, 80 kgf/mm². La última cifra supera en mucho el límite de fluencia de los aceros al carbono ordinarios. Por consiguiente, los tornillos menores de M6 de diámetro se rompen fácilmente apretándolos con la mano y si se aplican esfuerzos elevados, pueden romperse los de M8.

La magnitud de las tensiones provocadas por el apriete, conforme a la fórmula (134) depende fuertemente de la magnitud de los coeficientes de rozamiento en la rosca y en la superficie de apoyo de la

tuerca. El rozamiento actúa como si bloqueara la fuerza de apriete: una gran parte de ésta se gasta en vencer el rozamiento y sólo una parte insignificante se transmite al vástago del tornillo.

Por ejemplo, siendo $f_1 = 0{,}22$ y $f_2 = 0{,}11$ la parte del momento torsional que se utiliza para apretar el tornillo, conforme a la ecuación (134), es igual a

$$\frac{0{,}024}{0{,}024+0{,}1+0{,}072}\cdot 100\% \approx 12\%.$$

El 88% restante del momento torsional se invierte en vencer el rozamiento.

La ecuación (138) y el diagrama de la figura 311 se basan en valores bastante altos de los coeficientes de rozamiento ($f_1 = 0{,}22$; $f_2 = 0{,}11$) correspondientes a las superficies no lubricadas. Si en la superficie de rozamiento hay lubricante, con el mismo momento torsional, crecen las tensiones en el tornillo.

Las magnitudes, calculadas por la ecuación (138), de las tensiones que surgen en los tornillos, al tensarlos con llaves estandartizadas, con un esfuerzo de 15 kgf, se dan en la tabla 32. Como se ve por la

*Tabla 32*

**Tensiones en los tornillos apretados con llaves estandartizadas**

| Diámetro de los tornillos | Tensiones en kgf/mm² para | |
|---|---|---|
| | $f_1 = 0{,}22$ y $f_2 = 0{,}11$ | $f_1 = 0{,}11$ y $f_2 = 0{,}055$ |
| M6 | 100 | 180 |
| M8 | 50 | 90 |
| M10 | 30 | 54 |
| M12 | 17 | 30 |
| M14 | 12 | 22 |
| M16 | 9 | 16 |

*Observación*. La línea llena separa las tensiones que exceden el límite de fluencia de los aceros al carbono ordinarios

tabla, a una magnitud pequeña de rozamiento pueden romperse también los tornillos M10, apretándolos con la mano. Prácticamente se excluye la probabilidad de pretensar los tornillos con rosca mayor de M12, si se usan llaves estandartizadas.

Si por las condiciones constructivas hay que utilizar tornillos pequeños, conviene tomar medidas para restringir el momento de apriete o fabricar tornillos de acero de calidad, tratado térmicamente.

El procedimiento más sencillo para limitar el momento torsional de apriete reside en disminuir el brazo de las llaves, a medida que

disminuye el diámetro del tornillo, como se previene por las normas en rigor, para las llaves.

La torsión del tornillo puede evitarse, si al apretarlo se retiene por elementos especiales (fig. 312, *a*) o se fija el extremo respecto al cuerpo (fig. 312, *b*). En este caso en el tornillo surgen sólo tensiones de extensión.

Si en la ecuación (136) se toma $\tau = 0$ y se considera como antes $d_1 = 0{,}8\,d$, entonces

$$\sigma = 1{,}56\,\frac{P_{ax}}{d^2}.$$

Comparando esta expresión con la (137) hallamos que las tensiones constituyen sólo $\frac{1{,}56}{2{,}6} = 0{,}65$ de la magnitud de las tensiones, al apretar con torcedura del tornillo.

Las tensiones de torsión surgen sólo durante el apriete y desaparecen luego como resultado de la repercusión elástica del tornillo. Por

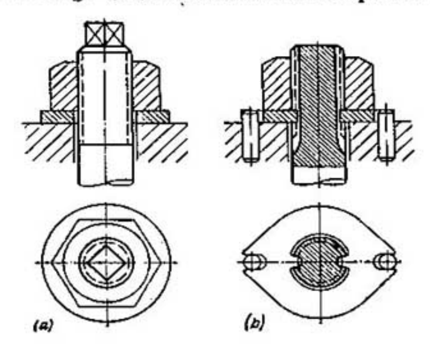



Fig. 312. Procedimientos para evitar el torcimiento de los tornillos durante el apriete

eso, al calcular las uniones de apriete a una resistencia mecánica duradera, habitualmente, no se tienen en cuenta las tensiones de torsión, limitándose al cálculo de los tornillos a la fuerza axial $P_{ax}$ [véase la ecuación (134)].

## 10.2 Uniones cargadas

Las uniones *cargadas* comprenden las que se someten a la acción de la fuerza que extiende la junta y que carga complementariamente los tornillos apretados. La fuerza puede ser constante (por ejemplo, la presión de los gases y de los líquidos en los depósitos) o variable (la presión de los gases de trabajo en los motores de combustión interna y los compresores de émbolo, las fuerzas de inercia de las masas movibles en las cabezas y pies de las bielas y en los cojinetes de los mecanismos de biela y manivela).

En este caso, el esfuerzo de apriete previo de los tornillos se elige con tal cálculo que con todas las posibles oscilaciones de la fuerza de trabajo, en la junta se conserve una determinada tensión que evite la apertura de la junta, que puede alterar la compactación y en el caso de carga variable, provocar el rompimiento y endurecimiento por deformación en frío en las superficies metálicas.

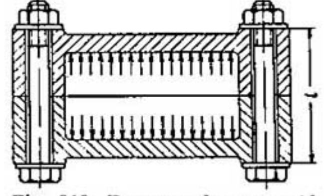



Fig. 313. Esquema de una unión de apriete

La unión puede cargarse complementariamente por fuerzas térmicas que surgen al calentarse el sistema.

En la figura 313 se representa el esquema de una unión empernada que se somete a la acción de la fuerza $P_{tr}$ de presión interior. Para garantizar el trabajo normal de la junta, a los tornillos se les debe dar un apretado previo con una fuerza $P_{apr}$ suficiente para que al aplicarles la fuerza $P_{tr}$, en la junta haya apretura.

Aclaremos, cuales deformaciones provoca en el sistema la aplicación de la fuerza $P_{apr}$. Para simplificar despreciaremos el cambio de la longitud del extremo enroscado de los tornillos y consideraremos que la longitud de trabajo $l$ de los tornillos es igual al espesor de las piezas a apretar.

Bajo la acción de la fuerza $P_{apr}$ los tornillos se alargan en la magnitud

$$\lambda_1 = \frac{P_{apr} l}{E_1 F_1},$$

y las bridas apretadas se comprimen en la magnitud

$$\lambda_2 = \frac{P_{apr} l}{E_2 F_2},$$

donde $E_1$, $E_2$ y $F_1$, $F_2$ son los módulos de elasticidad del material y las áreas de la sección respectivamente de los tornillos y los cuerpos.

La fuerza de compresión del cuerpo es igual a la fuerza de apriete, es decir,

$$P_{com} = P_{apr}. \tag{139}$$

Después de aplicar $P_{tr}$ los tornillos se extienden complementariamente en la magnitud $\Delta\lambda$. En esta misma magnitud disminuye la deformación de compresión del cuerpo, como resultado de lo cual la fuerza de presión producida por el cuerpo sobre el tornillo disminuye en la magnitud $\Delta P$.

La fuerza de extensión de los tornillos resulta igual a

$$P_{ext} = P_{tr} + P_{apr} - \Delta P. \tag{140}$$

y la fuerza de compresión del cuerpo

$$P_{com} = P_{apr} - \Delta P. \tag{141}$$

La fuerza $\Delta P$ puede determinarse de las siguientes correlaciones.

La magnitud de disminución de las deformaciones del cuerpo conforme a la ley de Hook es

$$\Delta\lambda = \frac{\Delta P l}{E_2 F_2}. \tag{142}$$

La misma deformación en los tornillos provoca la acción de la diferencia de las fuerzas después y antes de aplicar la fuerza $P_{tr}$, es decir,

$$P_{ext} - P_{apr} = P_{tr} + P_{apr} - \Delta P - P_{apr} = P_{tr} - \Delta P.$$

Por consiguiente, para los tornillos

$$\Delta\lambda = \frac{(P_{tr} - \Delta P)\, l}{E_1 F_1}. \tag{143}$$

Igualando las expresiones (142) y (143), obtenemos

$$\Delta P = \frac{P_{tr}}{1 + \frac{E_1 F_1}{E_2 F_2}}. \tag{144}$$

Sustituyendo esta expresión en las ecuaciones (140) y (141), hallamos la fuerza de extensión de los tornillos

$$P_{ext} = P_{tr} + P_{apr} - \frac{P_{tr}}{1 + \frac{E_1 F_1}{E_2 F_2}} = P_{api} + \frac{P_{tr}}{1 + \frac{E_2 F_2}{E_1 F_1}} \tag{145}$$

y la fuerza de compresión de la junta

$$P_{com} = P_{apr} - \frac{P_{tr}}{1 + \frac{E_1 F_1}{E_2 F_2}}. \tag{146}$$

Si la fuerza de trabajo oscila en los límites de cero a $P_{tr}$, la fuerza de extensión de los tornillos pulsa con una amplitud

$$\Delta_{ext} = P_{ext} - P_{apr} = \frac{P_{tr}}{1 + \frac{E_2 F_2}{E_1 F_1}}, \tag{147}$$

y la fuerza de compresión de los cuerpos, con una amplitud

$$\Delta_{com} = P_{apr} - P_{com} = \frac{P_{tr}}{1 + \frac{E_1 F_1}{E_2 F_2}}. \tag{148}$$

En las expresiones (145) — (148) no figura la longitud. Esto significa que las fuerzas que actúan en la unión son iguales teóricamente al apretar con tornillos bridas bajas y piezas tipo armazón altas.

Prácticamente, en la magnitud de las fuerzas ejercen influencia las deformaciones elásticas y residuales de las espiras de la rosca y de las superficies de apoyo de las tuercas y de las cabezas de los tornillos, etc. que pueden reducir esencialmente las fuerzas que extienden los tornillos y comprimen la junta.

En los tornillos cortos, el valor relativo de las condiciones finales, es mucho mayor que en los largos. Por eso, las uniones apretadas con tornillos cortos se aflojan más rápidamente en la explotación, particularmente bajo la acción de cargas pulsantes. Como regla general, es mejor aplicar tornillos largos (bridas altas) o introducir elementos elásticos que compensen las deformaciones plásticas locales del sistema.

Sobre la base de las fórmulas (145), (146) con frecuencia se hace la deducción sobre las ventajas de las pequeñas relaciones $\frac{E_1F_1}{E_2F_2}$, es decir, sobre la conveniencia de emplear tornillos elásticos y cuerpos rígidos.

Como se ve por la fórmula (145) la fuerza de extensión de los tornillos es mínima ($P_{ext} = P_{apr}$) siendo $\frac{E_1F_1}{E_2F_2} = 0$ (tornillos absolutamente elásticos o cuerpos absolutamente rígidos) y crece con el aumento de $\frac{E_1F_1}{E_2F_2}$, alcanzando el máximo ($P_{ext} = P_{apr} + P_{tr}$) siendo $\frac{E_1F_1}{E_2F_2} = \infty$ (cuerpos absolutamente elásticos y tornillos absolutamente rígidos). La amplitud de la pulsación de la fuerza de extensión [fórmula (147)] también cae con la disminución $\frac{E_1F_1}{E_2F_2}$. En el caso extremo $\left(\frac{E_1F_1}{E_2F_2} = 0\right)$ la fuerza de extensión es constante e igual a $P_{ext} = P_{apr}$, es decir, la carga sobre los tornillos resulta estática, pese a la pulsación de la fuerza de trabajo. Con el aumento de $\frac{E_1F_1}{E_2F_2}$ la carga sobre los tornillos resulta cíclica. Siendo $\frac{E_1F_1}{E_2F_2}$ la amplitud de la pulsación es igual a $\Delta_{ext} = P_{tr}$.

La fuerza $P_{com}$ [fórmula (146)] con la disminución de $\frac{E_1F_1}{E_2F_2}$ también disminuye. Esto es útil para la resistencia mecánica del cuerpo, pero es desventajoso para la compactación, ya que la fuerza que compacta la junta es igual a $P_{com}$. Junto con esto, con la disminución de $\frac{E_1F_1}{E_2F_2}$ aumenta la pulsación de la fuerza $P_{com}$ [fórmula (148)]. Pero, ya que la resistencia mecánica de los cuerpos habitualmente es mucho mayor que la de los tornillos, y las oscilaciones de la fuerza de compresión no son tan peligrosas como las oscilaciones de la fuerza de extensión, se recomienda emplear bajos valores de $\frac{E_1F_1}{E_2F_2}$, considerando que esto disminuye la carga sobre los tornillos. De aquí la regla conocida del diseñado de las juntas: *tornillos elásticos — bridas rígidas.*

Esta regla requiere correcciones esenciales.

Con el fin de revelar completamente el cuadro del fenómeno, es necesario atribuir determinación al término $P_{apr}$ que figura en las ecuaciones (145) y (146), es decir, convenir como elegir la fuerza de apriete. Existen dos procedimientos para elegir $P_{apr}$. Por el *primer* procedimiento, empleado ampliamente hasta no hace mucho, la fuerza de apriete se tomaba proporcional a la fuerza de trabajo $P_{tr}$:

$$P_{apr} = \gamma P_{tr}, \qquad (149)$$

donde $\gamma$ es el coeficiente de apriete (habitualmente $\gamma = 1 \div 2$).

Por el *segundo* procedimiento la fuerza de apriete se determina de la condición de que la fuerza $P_{com}$, que compacta la junta, sea proporcional a la fuerza de trabajo, es decir,

$$P_{com} = \vartheta P_{tr}, \qquad (150)$$

donde $\vartheta$ es el coeficiente de proporcionalidad (habitualmente $\vartheta = 0{,}25 \div 1$).

Examinemos ambos casos.

**El caso $P_{apr} = \gamma P_{tr}$.** Sustituyendo en las fórmulas (145) y (146) $P_{apr} = \gamma P_{tr}$, obtenemos

$$P_{ext} = P_{tr}\left(\gamma + \frac{1}{1+\frac{E_2F_2}{E_1F_1}}\right); \qquad (151)$$

$$P_{com} = P_{tr}\left(\gamma - \frac{1}{1+\frac{E_1F_1}{E_2F_2}}\right). \qquad (152)$$

De la ecuación (151) se ve que el cambio de la relación $\frac{E_1F_1}{E_2F_2}$ incluso en los más amplios límites influye relativamente poco en la magnitud de la fuerza $P_{ext}$. En los casos extremos $P_{ext} = P_{tr}\gamma$ $\left(\text{siendo } \frac{E_1F_1}{E_2F_2} = 0\right)$ y $P_{ext} = P_{tr}(1+\gamma)$ $\left(\text{siendo } \frac{E_1F_1}{E_2F_2} = \infty\right)$. Por consiguiente, toda la gama de la variación de la fuerza $P_{ext}$ se encierra en los límites de la variación de $\frac{1+\gamma}{\gamma}$.

Señalemos que en la expresión $\frac{E_1F_1}{E_2F_2}$ el número de los valores posibles de la relación $E_1/E_2$ está limitado. Los tornillos se fabrican casi exclusivamente de acero ($E = 20\cdot10^3 \div 22\cdot10^3$ kgf/mm²) y sólo en construcciones especiales, de aleaciones a base de titanio ($E = 11{,}5\cdot10^3 \div 12{,}5\cdot10^3$ kgf/mm²).

Las piezas a apretar se hacen de acero, fundición y aleaciones ligeras y a base de titanio (tabla 33).

Tres magnitudes tienen valor práctico $E_1/E_2 = 1$ (acero — acero; aleación a base de titanio — aleación a base de titanio); $\sim 2{,}5$ (acero — fundición); $\sim 3$ (acero — aleaciones a base de aluminio).

Para los materiales dados puede influir en la magnitud $\frac{E_1F_1}{E_2F_2}$ sólo el cambio de la relación $F_1/F_2$, lo que va vinculado con el cambio de la resistencia mecánica de los tornillos y del cuerpo.

**Combinación de los materiales de las piezas que se aprietan y de los tornillos**

| Material del tornillo | Pieza a apretar | | $E_1/E_2$ |
|---|---|---|---|
| | material | $E_2$ kgf/mm² | |
| Acero<br>$E_1=21\,000$ kgf/mm² | Acero<br>Fundición<br>Aleaciones a base de aluminio<br>Aleaciones a base de magnesio<br>Aleaciones a base de titanio | 21 000<br>8 000<br>7 200<br>4 500<br>12 000 | 1<br>2,6<br>2,9<br>4,7<br>1,75 |
| Aleación a base de titanio<br>$E_1=12\,000$ kgf/mm² | Aleaciones a base de titanio | 12 000 | 1 |

La relación $P_{ext}/P_{tr}$ en el caso de apriete de un cuerpo de aluminio con tornillos de acero ($E_1/E_2 \approx 3$) para distintos valores de $\gamma$ en la amplia gama de $F_1/F_2$ ($0 \div 1$) varía insignificantemente, 1,5—2 veces por término medio (fig. 314, *a*). La ventaja de la disminución

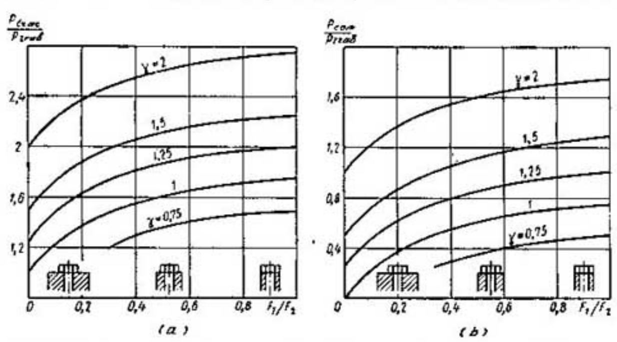



Fig. 314. Relaciones $P_{trac}/P_{trab}$ y $P_{com}/P_{trab}$ en función de $F_1/F_2$ para distintos valores del coeficiente de apriete $\gamma$

de $F_1/F_2$ es pues comparablemente pequeña. Para otras relaciones de $E_1/E_2$ se obtiene el mismo cuadro.

La disminución de la fuerza $P_{ext}$ no significa aún el aumento de la resistencia mecánica de los tornillos, que se determina por la

tensión $\sigma = \frac{P_{ext}}{F_1}$. La resistencia mecánica de los tornillos se eleva sólo en el caso, si la disminución de $F_1/F_2$ se alcanza con el aumento de las secciones del cuerpo, pero sin disminuir las secciones de los tornillos. Como es fácil de demostrar, la disminución de la sección de los tornillos reduce relativamente poco la fuerza $P_{ext}$, pero al mismo tiempo aumentan bruscamente las tensiones en los tornillos.

Por el contrario, el aumento de la relación $F_1/F_2$, mediante el aumento de las secciones de los tornillos, da una determinada ventaja en la resistencia mecánica de los tornillos.

Para las uniones que necesitan hermeticidad, es importante establecer como varía la fuerza de compresión $P_{com}$ que define la magnitud del apriete de la empaquetadura, con el cambio de $F_1/F_2$.

Los valores de $P_{com}/P_{tr}$ (para $E_1E_2 = 3$) calculados por la ecuación (152) se representan en el gráfico de la figura 314, *b*. La fuerza de compresión disminuye con la disminución de la relación $F_1/F_2$ (cuerpos rígidos), siendo esta disminución tanto más brusca, cuanto menor es la magnitud $\gamma$. Por ejemplo, siendo $\gamma = 1{,}25$ la fuerza $P_{com}$ en la gama de $F_1/F_2 = 0 \div 1$ se reduce 4 veces. De este modo, la disminución de la relación $F_1/F_2$ repercute desfavorablemente en la fiabilidad de la junta.

Para asegurar una compactación eficaz, en el caso de cuerpos rígidos conviene aumentar la fuerza de apriete, es decir, aumentar la fuerza de extensión de los tornillos, lo que hace ficticia la ventaja por la disminución de $F_1/F_2$.

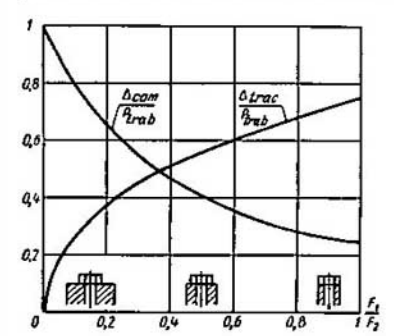



Fig. 315. Relaciones $\Delta_{trac}/P_{trab}$ y $\Delta_{com}/P_{trab}$ en función de $F_1/F_2$ para distintos valores del coeficiente de apriete $\gamma$

Por el contrario, el aumento de la ductilidad del cuerpo reduce la fuerza indispensable de apriete. En caso de cuerpos dúctiles se puede aplicar un apriete con $\gamma < 1$ sin peligro de que se abra la junta ($P_{com}/P_{tr} > 0$) y sin perjuicio para la fiabilidad de la junta.

Examinemos ahora la influencia que ejerce la relación $F_1/F_2$ en la amplitud de la pulsación de las fuerzas $P_{ext}$ y $P_{com}$ (fig. 315). Como se ve por el gráfico, la disminución de la relación $F_1/F_2$ (cuerpos rígidos) reduce la amplitud de la pulsación de la fuerza $P_{ext}$, lo que es favorable para la resistencia mecánica de los tornillos. Sin embargo, la pulsación de la fuerza $P_{com}$ aumenta con la disminución de la relación $F_1/F_2$, lo que se refleja negativamente en la fiabilidad de la junta.

En resumen, puede decirse que siendo $P_{apr} = \gamma P_{tr}$ las pequenas relaciones de $F_1/F_2$ (cuerpos rígidos) son ventajosas para la resistencia mecánica de los tornillos, a una carga *pulsante*. A una carga *estática* (en particular térmica), así como en los casos en que es importante garantizar fiabilidad de la junta, son preferibles las relaciones elevadas de $F_1/F_2$ (cuerpos dúctiles).

Las deducciones expuestas tienen un valor principal para las uniones, en las cuales la rigidez de las piezas a apretar es conmensurable con la rigidez de los tornillos de apriete. Tal es el caso, por ejemplo, de apriete de los cilindros de fuerza hidráulicos y neumáticos (fig. 316, *a*), de los cilindros de los motores de combustión interna y de los compresores de émbolo de construcción en semibloque (fig. 316, *b*) o en bloque (fig. 316, *c*). Aquí, hay una posibilidad, en am-

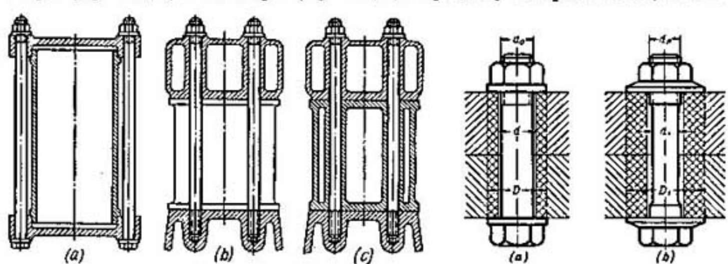



Fig. 316. Esquemas de uniones de apriete

Fig. 317. Esquema de apriete de bridas

plias gamas, de variar la magnitud de la relación $F_1/F_2$, mediante el cambio de las secciones de las piezas a apretar y establecer la relación $F_1/F_2$ óptima para las condiciones dadas de trabajo.

En las uniones embridadas ordinarias hay menos posibilidad de maniobrar. Como demuestran los experimentos, en el trabajo participa prácticamente el volumen cilíndrico de la brida con diámetro exterior $D \approx 2d_0$ e interior $d \approx \approx d_0$ (fig. 317, *a*). La relación del área de la sección transversal del tornillo respecto al área prevista de las piezas a apretar, es

$$\frac{F_1}{F_2} \approx \frac{d_0^2}{D^2 - d_0^2} = 0{,}33.$$

Esta relación puede aumentarse, si se coloca un suplemento elástico en la junta de las piezas a apretar y, reducirse, colocando bajo el tornillo arandelas macizas de diámetro elevado y disminuyendo el diámetro del vástago del tornillo (fig. 317, *b*). Si se toma $D_1 = 3d_0$ y $d_1 = 0{,}8\ d_0$, entonces

$$\frac{F_1}{F_2} \approx \frac{(0{,}8d_0)^2}{D_1^2 - d_0^2} = 0{,}08.$$

La relación $F_1/F_2$ se puede también reducir introduciendo elementos elásticos entre la brida y el tornillo.

**Caso $P_{com} = \vartheta P_{tr}$.** De otro modo resultan las relaciones, en el caso en que la fuerza de apriete se elige de las condiciones de que $P_{com}$ de la junta sea proporcional a $P_{tr}$. Esta condición es completamente lógica: cuanto mayor es la presión de trabajo, tanto mayor

debe ser la fuerza de apriete para que se asegure fiabilidad en la junta. Este procedimiento de elección de la fuerza de apriete establece directamente la proporción entre la fuerza de apriete y la de trabajo, mientras que en el primer caso esta proporción es una derivada del coeficiente de apriete $\gamma$ elegido previamente y de las características de elasticidad del sistema.

La fuerza de extensión de los tornillos siempre es igual a la suma de la fuerza de trabajo y de la de compresión. Por consiguiente

$$P_{ext} = P_{tr} + P_{com} = (1 + \vartheta) P_{tr}. \tag{153}$$

Así pues, las fuerzas $P_{ext}$ y $P_{com}$ (para la fuerza prefijada $P_{tr}$), en el caso dado son constantes y no dependen de la relación $E_1F_1/E_2F_2$.

La fuerza de apriete necesaria conforme a la ecuación (146) es

$$P_{apr} = P_{com} + \frac{P_{tr}}{1 + \frac{E_1F_1}{E_2F_2}}. \tag{154}$$

Sustituyendo en esta expresión la magnitud $P_{com} = \vartheta P_{tr}$, obtenemos

$$P_{apr} = P_{tr} \left( \vartheta + \frac{1}{1 + \frac{E_1F_1}{E_2F_2}} \right). \tag{155}$$

La relación $P_{apr}/P_{tr}$ en dependencia de $F_1/F_2$ (siendo $E_1/E_2 = 3$) para distintos valores de $\vartheta$ se representa en la figura 318. Por el gráfico se ve que el aumento de la relación $F_1/F_2$ (cuerpos dúctiles) reduce la fuerza indispensable de apriete.

La determinación de la fuerza de apriete de la condición $P_{com} = \vartheta P_{tr}$ indudablemente es más conveniente que de la condición $P_{apr} = \gamma P_{tr}$. El último procedimiento debe ser rechazado como erróneo en principio. En relación con esto, de otro modo se plantea el problema sobre la influencia que ejerce el factor $E_1F_1/E_2F_2$ en el trabajo de la unión.

Como es evidente de lo anterior, el factor $E_1F_1/E_2F_2$ en el caso $P_{com} = \vartheta P_{tr}$ no ejerce influencia alguna en la magnitud de las fuerzas $P_{ext}$ y $P_{com}$ que se determinan exclusivamente por la magnitud del coeficiente $\vartheta$.

La relación $E_1F_1/E_2F_2$ influye sólo en la fuerza de apriete. Los elevados valores de $E_1F_1/E_2F_2$ son ventajosos (cuerpos dúctiles), ya que éstos reducen la fuerza indispensable de apriete.

En las uniones cargadas por una fuerza pulsante, la relación $E_1F_1/E_2F_2$ influye también en la amplitud de pulsación de las fuerzas $P_{ext}$ y $P_{com}$. Con la disminución de $E_1F_1/E_2F_2$ (cuerpos rígidos) la amplitud de pulsación de $P_{ext}$ conforme a las ecuaciones (147), (148) disminuye y la de $P_{com}$ aumenta. Y, al contrario, con el aumento de $E_1F_1/E_2F_2$ (cuerpos dúctiles) la amplitud de pulsación de $P_{ext}$ aumenta y la de $P_{com}$ disminuye. Por consiguiente, a una carga *pulsante* para la resistencia mecánica de los tornillos son más venta-

josos los cuerpos rígidos, y para la fiabilidad de la compacidad, los dúctiles.

En las uniones cargadas por una fuerza *constante*, la magnitud $E_1F_1/E_2F_2$ es indiferente tanto para la resistencia mecánica de los tornillos como también para la compacidad de las juntas. Todos los razonamientos expuestos anteriormente sobre la ventaja comparativa de los cuerpos rígidos y dúctiles en las condiciones de carga estática son válidos sólo para $P_{apr} = \gamma P_{tr}$ y pierden su vigor cuando $P_{com} = \vartheta P_{tr}$.

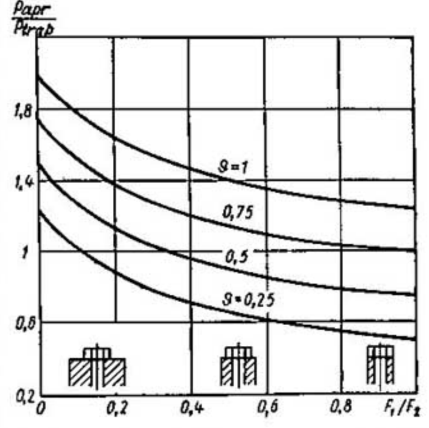



Fig. 318. Relación $P_{apr}/P_{trab}$ en función en $F_1/F_2$ para distintos valores del coeficiente $\gamma$

La magnitud del coeficiente $\vartheta$, que en este caso tiene un significado decisivo para los parámetros de la unión, se elige en dependencia de la fiabilidad requerida de la compactación: para las ordinarias $\vartheta = 0{,}25 \div 0{,}3$, para las importantes $\vartheta = 0{,}5 \div 1$.

Al hacer el cálculo por la condición $P_{com} = \vartheta P_{tr}$ la metodología del cálculo se simplifica. No son de rigor las búsquedas de prueba de la magnitud $P_{apr}$ y las comprobaciones de los valores de $P_{com}$ que se obtienen en este caso. El cálculo se reduce al uso de las fórmulas simplificadas (153) — (155) que dan simultáneamente todas las magnitudes que determinan la resistencia mecánica y la fiabilidad de la unión.

### 10.2.1 Factores de temperatura

Si la unión trabaja a elevadas temperaturas, siendo la temperatura de los tornillos y de las piezas a apretar distinta, o las piezas se han fabricado de materiales con distintos coeficientes de dilatación lineal, en la unión surge una *fuerza térmica* $P_t$ igual por la ecuación (105) a

$$P_t = (\alpha_2 t_2 - \alpha_1 t_1)\frac{E_1F_1}{1+\frac{E_1F_1}{E_2F_2}}, \qquad (156)$$

donde $\alpha_1$, $\alpha_2$ son respectivamente los coeficientes de dilatación lineal de los materiales de los tornillos y del cuerpo;

$t_1$, $t_2$ son las temperaturas de trabajo de los tornillos y del cuerpo.

La fuerza total de extensión de los tornillos es igual a la suma de las fuerzas $P_{ext}$ y $P_t$:

$$P_{ext} = P_{ext} + P_t = P_{apr} + \frac{P_{tr}}{1 + \frac{E_1F_1}{E_2F_2}} + \frac{(\alpha_2 t_2 - \alpha_1 t_1) E_1F_1}{1 + \frac{E_1F_1}{E_2F_2}}. \quad (157)$$

La fuerza total de apriete de la junta es igual a la suma de las fuerzas $P_{com}$ y $P_t$:

$$P'_{com} = P_{com} + P_t = P_{apr} - \frac{P_{tr}}{1 + \frac{E_1F_1}{E_2F_2}} + \frac{(\alpha_2 t_2 - \alpha_1 t_1) E_1F_1}{1 + \frac{E_1F_1}{E_2F_2}} \quad (158)$$

### 10.2.2 Cuerpos con secciones variables

En la práctica son frecuentes los casos cuando las piezas a apretar tienen secciones variables (fig. 319, *a*) o se han hecho de materiales con distinto módulo de elasticidad.

Supongamos que $l'$, $l''$, $l'''$, . . . son las longitudes de los sectores heterogéneos ($l' + l'' + l''' \ldots = l$) y a cada uno de éstos les corresponden los valores de los factores $E'F'$, $E''F''$, $E'''F'''$ . . .

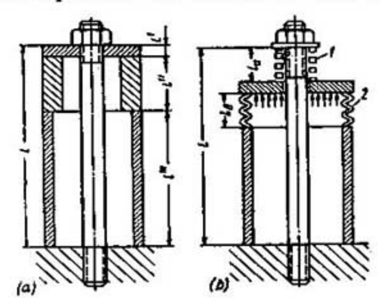



Fig. 319. Sistemas complejos:
*a* — con piezas de sección variable; *b* — con elementos elásticos

Entonces el factor de rigidez $E_2F_2$ en las expresiones antecedentes se debe sustituir por el factor reducido, cuya magnitud se determina de los siguientes razonamientos.

Supongamos que en un sistema complejo actúa la fuerza $P$. La deformación total $\lambda$ del sistema bajo la acción de esta fuerza representa la suma de las deformaciones de sus distintos elementos:

$$\lambda = \lambda' + \lambda'' + \ldots = \frac{Pl'}{E'F'} + \frac{Pl''}{E''F''} + \ldots$$

La deformación relativa del sistema es

$$e = \frac{\lambda}{l} = \frac{P}{l}\left(\frac{l'}{E'F'} + \frac{l''}{E''F''} + \ldots\right).$$

El factor reducido de rigidez del sistema es

$$\mathfrak{D}\mathfrak{F} = \frac{P}{e} = \frac{1}{\frac{l'}{E'F'l} + \frac{l''}{E''F''l} + \ldots}. \tag{159}$$

Introduciendo esta magnitud en las ecuaciones anteriores, en lugar de $E_2F_2$, puede realizarse el cálculo semejante al precedente.

La apretura de temperatura en este caso es

$$\Delta e = l'\alpha_2't_2' + l''\alpha_2''t_2'' + \ldots - l\alpha_1t_1,$$

donde $\alpha_1$ es el coeficiente de dilatación lineal del material del tornillo;

$t_1$ es la temperatura del tornillo.

En unidades relativas

$$\Delta e = \frac{l'}{l}\alpha_2't_2' + \frac{l''}{l}\alpha_2''t_2'' + \ldots - \alpha_1t_1. \tag{160}$$

La suma de las deformaciones relativas de los elementos de sistema puede expresarse en función de la fuerza térmica del siguiente modo:

$$\Delta e = \frac{Pl'}{E'F'l} + \frac{P_tl''}{E''F''l} + \ldots + \frac{P_t}{E_1F_1} = P_t\left(\frac{1}{\mathfrak{D}\mathfrak{F}} + \frac{1}{E_1F_1}\right). \tag{161}$$

Igualado las ecuaciones (160) y (161), obtenemos

$$P_t = \frac{\left(\alpha_2't_2'\frac{l'}{l} + \alpha_2''t_2''\frac{l''}{l} + \ldots - \alpha_1t_1\right)E_1F_1}{1 + \frac{E_1F_1}{\mathfrak{D}\mathfrak{F}}}. \tag{162}$$

### 10.2.3 Elementos elásticos

Las características elásticas del sistema tornillo — cuerpo se pueden variar, sin cambiar sus secciones, introduciendo elementos elásticos (fig. 319, *b*). Este procedimiento se aplica vastamente en la práctica.

Según sea la disposición, los elementos elásticos aumentan la elasticidad de los tornillos o del cuerpo. Para determinar la influencia que ejercen los elementos elásticos hay que establecer ante todo cuáles son los elementos que se refieren al sistema de los tornillos y cuáles al sistema del cuerpo. Si la aplicación de la fuerza de trabajo $P_{tr}$ provoca el *aumento* de la carga sobre el elemento, éste se refiere al sistema del *tornillo*, independientemente de si la carga es de tracción o de compresión. Si la aplicación de la fuerza de trabajo provoca una *disminución* de la carga sobre el elemento, éste pertenece al sistema del *cuerpo*.

Por ejemplo, la carga sobre el elemento *1* (fig. 319, *b*) aumenta al aplicar la fuerza $P_{tr}$. Por consiguiente, este elemento se refiere al

sistema del tornillo; su elasticidad se debe introducir en la elasticidad de los tornillos de apriete. El elemento *2*, al contrario, se descarga con la aplicación de la carga de trabajo y, por lo tanto, se refiere al sistema del cuerpo.

La deformación del elemento elástico bajo la acción de la carga es

$$\lambda' = Pyl_{el},$$

donde $l_{el}$ es la longitud del elemento;

$y$ es el coeficiente de elasticidad del elemento (deformación relativa, al aplicar la fuerza de 1 kgf).

La deformación referida a la longitud total $l$ de la unión es

$$e' = Py\frac{l_{el}}{l}.$$

La deformación relativa total del tornillo con el elemento elástico de $l_a$ de longitud e $y_a$ de elasticidad es igual a la suma de las deformaciones del tornillo y del elemento

$$e = e_1 + e' = P\left(\frac{1}{E_1F_1} + y_a\frac{l_a}{l}\right) = \frac{P}{\mathfrak{C}_a\mathfrak{F}_a}. \quad (163)$$

La magnitud

$$\mathfrak{C}_a\mathfrak{F}_a = \frac{1}{\frac{1}{E_1F_1} + y_a\frac{l_a}{l}}$$

representa el *factor reducido de rigidez* del sistema.

El factor reducido de rigidez del cuerpo con elemento elástico de $l_b$ de longitud y $y_b$ de elasticidad es igual a

$$\mathfrak{C}_b\mathfrak{F}_b = \frac{1}{\frac{1}{E_2F_2} + y_b\frac{l_b}{l}}, \quad (164)$$

Introduciendo estas magnitudes en las ecuaciones anteriores, en lugar de $E_1F_1$ y $E_2F_2$, puede hacerse el cálculo como antes.

Con ayuda de los elementos elásticos puede influir racionalmente en los parámetros de trabajo de la unión. Por ejemplo, con la introducción de elementos elásticos en el sistema del cuerpo, puede elevarse la fiabilidad de la compactación de la junta y disminuir la fuerza indispensable de apriete de los tornillos. Con la introducción de elementos elásticos en el sistema del tornillo puede reducirse la pulsación de la fuerza de extensión de los tornillos.

Los elementos elásticos representan un medio eficaz de lucha contra el debilitamiento gradual del apriete, como resultado de la relajación.

### 10.2.4 Relajación

Las uniones de apriete (particularmente las que trabajan a altas temperaturas) en el curso del tiempo se debilitan debido a la deformación plástica, que se desarrolla lentamente, de los tornillos (y a veces también de las piezas a apretar) bajo la influencia duradera de la carga. El fenómeno de la deformación plástica a tensiones considerablemente menores que el límite de fluencia del material se llama *relajación* (debilitamiento). La propiedad de los metales de fluir bajo la influencia duradera de la carga se aclara sólo en ensayos especiales, durante los cuales las probetas se mantienen bajo tensión en el curso de 3—10 mil h.

Frecuentemente, la relajación se determina como cambio espontáneo de las tensiones en función del tiempo con deformación invariable. Esta determinación no puede ser aceptada. La caída de tensiones durante la relajación va acompañada, sin falta, del surgimiento de deformaciones plásticas. Es más, las deformaciones plásticas son el origen de la relajación. Es más correcto hablar sobre el fenómeno de *arrastre en frío* de los materiales que es próximo al fenómeno de arrastre a altas temperaturas, con la diferencia de que las deformaciones durante el arrastre en frío se desarrollan más lentamente y tienen menor magnitud.

El proceso de relajación puede observarse esquemáticamente en el ejemplo del apriete de las piezas tipo armazón con un tornillo. Para mayor sencillez supongamos primero que el cuerpo es absolutamente rígido y que bajo la acción de la fuerza de apriete se deforma sólo el tornillo. A primera vista, el sistema trabaja en condiciones de deformación permanente. En realidad, eso no es así. Con el tiempo, el tornillo se estira plásticamente. La deformación elástica relativa inicial $\Delta e$ del tornillo, provocada por el apriete previo, disminuye en la magnitud de la deformación residual relativa $\Delta_{res}$ y la nueva deformación elástica $\Delta e'$ resulta igual a $\Delta e' = \Delta e - \Delta_{res}$.

Si la fuerza inicial de apriete fuera igual a $P_{apr} = \Delta e\, E_1 F_1$ ($E_1$ es el módulo de elasticidad del material del tornillo, $F_1$ es la sección del tornillo), después del estirado la fuerza $P'_{apr} = (\Delta e - \Delta_{res})\, E_1 F_1$, es decir, disminuye $\left(1 - \frac{\Delta_e}{\Delta_{res}}\right)$ veces en comparación con el apriete inicial. Quitando el tornillo y midiendo su longitud, observamos que éste se ha alargado en la magnitud $l\Delta_{res}$ ($l$ es la longitud inicial del tornillo).

A medida que disminuye la fuerza de apriete, disminuyen las tensiones en el tornillo. Cuando éstas se reducen hasta la magnitud, con la cual el estirado del tornillo cesa o se hace despreciablemente pequeño, el proceso de relajación se interrumpe y se estabilizan las tensiones en el sistema.

En los sistemas reales con piezas elásticas a apretar, este fenómeno transcurre de un modo algo distinto. A medida que se estira el tornillo las piezas a apretar, enderezándose elásticamente, continúan ejerciendo presión sobre el tornillo, aunque reducida en com-

paración con la presión inicial. En este caso, el proceso de relajación se detiene y el sistema se estabiliza, a estirados relativamente mayores del tornillo que en el caso anterior.

Hemos examinado el caso de una unión no cargada. En los sistemas con carga cíclica o estática que actúa permanentemente, el proceso de relajación transcurre ininterrumpidamente. El estado de estabilización práctica comienza sólo debido al retraso del proceso

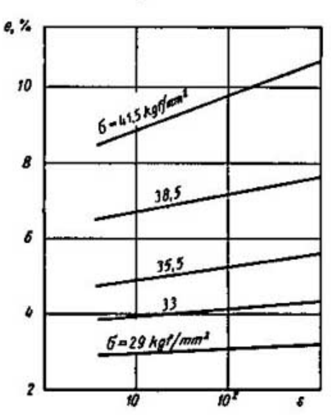



Fig. 320, *a*. Deformación general *e* de una probeta hecha de acero al carbono (0,1 % C) después de mantenerla bajo tensiones de tracción σ. Temperatura de ensayo 20° C (según Rogán Alexander)

Fig. 320, *b*. Tensiones residuales en % de la tensión inicial ($\sigma_0 = 25$ kgf/mm²) en función de la duración del mantenimiento. Temperatura de ensayo 400—450° C

de estirado que se observa en la mayoría de los materiales con el tiempo (si la unión hasta este tiempo no se ha inutilizado a causa de la ruptura de las juntas).

El arrastre de los materiales es tanto mayor cuanto más altas sean las tensiones (fig. 320, *a*) y crece bruscamente con el aumento de la temperatura. El arrastre en caso de carga cíclica es mayor que en el de estática. Es distinto para diversos metales y aleaciones y depende del tipo de tratamiento térmico.

Esto obliga a introducir el concepto de *resistencia de los materiales a la relajación*, como capacidad de resistir la deformación plástica a una carga duradera.

La metodología de la determinación de la resistencia a la relajación no se ha establecido completamente. La mayoría de los procedimientos empleados se basan en que en las probetas a ensayar se crea una tensión determinada suficientemente alta; las probetas se mantienen bajo esta tensión, a elevada temperatura, en el curso de largo

tiempo (hasta 10 mil h). La tensión se suele elegir igual a 0,5—0,6 de la magnitud del límite de fluencia del material a la temperatura dada.

Con más frecuencia se aplica el *método anular*. La probeta tiene la forma de un aro con corte cuneiforme. La tensión se crea introduciendo la cuña en el corte, como resultado de lo cual en el sector opuesto del aro perfilado por la forma de un cuerpo de igual resistencia a la flexión, surgen tensiones de flexión. En esta forma la probeta se mantiene en el curso de un tiempo prefijado a una temperatura prevista.

Al cabo de determinados intervalos de tiempo la carga se quita y se miden las deformaciones residuales, por las cuales se calcula la magnitud de la tensión que se conserva en la probeta después del mantenimiento previsto. El resultado del ensayo es el diagrama (fig. 320) de las tensiones residuales en función del tiempo (fig. 320, *b*) que caracteriza la resistencia del material a la relajación. Cuánto más elevadas sean las tensiones que quedan en la probeta (es decir, cuánto menores sean las deformaciones residuales de la probeta), tanto más alta será la resistencia del material a la relajación.

Las tensiones residuales disminuyen bruscamente en las primeras 1000 h de ensayo, después de lo cual la disminución se hace más lenta. Esto significa que con el aumento de la duración del mantenimiento, la fluencia del material disminuye (por lo visto, como resultado del endurecimiento por deformación).

La resistencia de los materiales a la relajación es distinta. Así, por ejemplo, después del mantenimiento en el curso de 3000 h la probeta de acero 40J a una temperatura de ensayo de 400 °C conserva un 80% de las tensiones iniciales y la probeta de acero 50JFA, sólo un 40%. Si se extienden estos resultados, obtenidos para la carga de flexión, al caso de tracción, resulta que el tornillo fabricado de acero 50JFA, después de 3000 h de trabajo se estira a una longitud igual a un 60% de la magnitud de la deformación elástica inicial durante el apriete, en relación con esto la fuerza de apriete disminuye en un 60%. Claro está que además hay que tener en cuenta la influencia indicada anteriormente de la elasticidad de las piezas a apretar y la magnitud de las fuerzas de trabajo que aumentan el estirado.

La apreciación de la resistencia a la relajación por la magnitud de las tensiones residuales es discutible. Desde el punto de vista del reflejo de la esencia física de los fenómenos, así como de la comodidad del cálculo, es más racional caracterizar la resistencia a la relajación por la magnitud de las *deformaciones residuales* de la probeta, al mantenerla bajo una carga correspondiente a las condiciones reales de carga (para los tornillos de apriete, bajo carga de extensión).

Los procedimientos de lucha contra el debilitamiento del apriete de las uniones como resultado de la relajación, residen en emplear, para los tornillos, materiales resistentes a la relajación con un debido tratamiento térmico. Los aceros siliciosos poseen alta resistencia a la relajación. La normalización con el ulterior revenido a alta temperatura es el tratamiento térmico óptimo para la resistencia a la relaja-

ción. Por lo visto puede lograrse un considerable efecto con el endurecimiento de los tornillos, estirándolos previamente que reproduce aceleradamente la etapa de mayor fluencia del material.

Conviene, por todos los medios, *reducir el nivel de las tensiones* en los tornillos, y en las uniones cargadas cíclicamente, *disminuir la amplitud de la pulsación* de la fuerza de tracción. Es conveniente la aplicación de elementos elásticos ejecutados de materiales resistentes a la relajación que compensen las deformaciones residuales, a medida que éstas surgen.

### 10.2.5 Cálculo gráfico de las uniones de apriete

El conjunto de fenómenos que transcurren en las uniones de apriete se presta bien a la interpretación gráfica con ayuda de diagramas $P - e$ (fuerzas — deformaciones relativas).

Tomemos el caso elemental, el apriete de una junta con la fuerza $P_{apr}$ (fig. 321, *a*). Trazaremos en el eje de ordenadas las fuerzas y en el eje de abscisas, las deformaciones relativas, contando el alargamiento como deformación positiva y la compresión, como negativa. La extensión del tornillo se representa por la recta *Oa*, la tangente de cuyo ángulo de inclinación al eje de las abscisas es

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{\eta}{\mu} E_1 F_1,$$

donde $\eta$ es la escala de las fuerzas;

$\mu$ es la escala de las deformaciones relativas.

La compresión de las piezas apretadas se representa por la recta *Ob*, la tangente de cuyo ángulo de inclinación al eje de las abscisas es

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{\eta}{\mu} E_2 F_2.$$

Si se traza en el diagrama la línea horizontal *ba* que se encuentre del eje de las abscisas a una distancia correspondiente a la fuerza de apriete $P_{apr}$, esta línea intersecará las rectas de tracción y compresión en los puntos *a* y *b*, cuyas abscisas son iguales a las deformaciones relativas $e_1$ de los tornillos y $e_2$ del cuerpo durante el apriete.

Es más cómodo construir el diagrama como se muestra en la figura 321, *b*, trazando la línea de compresión por el punto *a* de la línea de tracción, correspondiente al valor $P = P_{apr}$.

Supongamos ahora que en la unión surge la fuerza $P_{tr}$ que carga complementariamente los tornillos y descarga la junta (fig. 321, *c*).

Al determinar la fuerza que extiende el tornillo, como antes, partiremos de la condición de la igualdad de las deformaciones relativas del tornillo y de la pieza a apretar.

A la distancia $P_{tr}$ (por la vertical) de la recta *Oa* de extensión del tornillo trazaremos una recta paralela a ésta (línea punteada). A través del punto *k* de encuentro de esta línea con la recta que re-

presenta la compresión de las piezas que se aprietan, trazamos una vertical hasta intersecarse con la línea de tracción (punto $c$). Esta vertical cortará el segmento $\Delta e$ en el eje de las abscisas. No es difícil ver que esta construcción reproduce la condición de la igualdad de $\Delta e$ para el tornillo y las piezas a apretar.

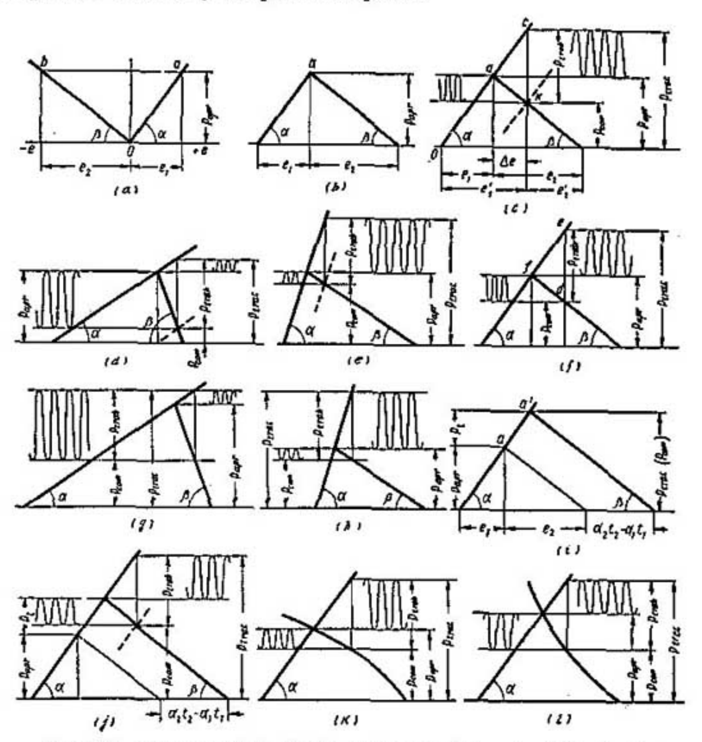


Fig. 321. Esquemas del cálculo gráfico de las uniones de apriete

Esta construcción da todas las magnitudes indispensables. La ordenada del punto $c$ en la escala aceptada representa la fuerza $P_{\text{ext}}$ que extiende el tornillo; la ordenada del punto $k$, la fuerza $P_{\text{com}}$ que comprime la junta; los segmentos $e_1'$ y $e_2'$, las deformaciones relatívas del tornillo y de las piezas que se aprietan después de aplicar la fuerza $P_{\text{tr}}$.

Si la fuerza de trabajo pulsa desde cero hasta $P_{\text{tr}}$, la amplitud de pulsación de la fuerza $P_{\text{ext}}$ es igual a $P_{\text{ext}} - P_{\text{apr}}$ (curva ondulada

derecha) y la amplitud de pulsación de la fuerza $P_{com}$ es igual a $P_{apr} - P_{com}$ (línea ondulada izquierda).

Observemos como influye en el trabajo del sistema el cambio de la rigidez de los tornillos y de las piezas a apretar (es decir, el cambio de los ángulos de inclinación $\alpha$ y $\beta$ respectivamente de las rectas de extensión y compresión).

En la figura 321, *d* se representa el caso de un cuerpo rígido y de tornillos elásticos, en la fig. 321, *e*, el caso de tornillos rígidos y cuerpo elástico. La fuerza de apriete $P_{apr}$ se toma igual para ambos casos. La figura 321, *d*, *e*, ilustra con evidencia las leyes descritas anteriormente. La elevación de la elasticidad de los tornillos con el aumento simultáneo de la rigidez del cuerpo (disminución de la relación $E_1F_1/E_2F_2$) reduce la fuerza de extensión de los tornillos y disminuye su amplitud de pulsación (véase la fig. 321, *d*). No obstante, disminuye simultáneamente la fuerza de apriete de la junta y aumenta su amplitud de pulsación.

El aumento de la relación $E_1F_1/E_2F_2$ (cuerpo elástico — tornillos rígidos) actúa en sentido inverso (véase la fig. 321, *e*): la fuerza $P_{ext}$ y la amplitud de su pulsación aumentan, la fuerza $P_{com}$ crece; la amplitud de su pulsación disminuye.

Como fue expuesto anteriormente, al determinar los parámetros de la unión, es más correcto partir de la condición de proporcionalidad de la fuerza de compresión a la fuerza de presión de trabajo ($P_{com} = \vartheta P_{tr}$).

El gráfico, en este caso, se construye en el orden siguiente (fig. 321, *f*). Al principio se trazan horizontales que distan del eje de las abscisas $P_{com} = \vartheta P_{tr}$ y $P_{ext} = (1 + \vartheta) P_{tr}$ (en la fig. 321, *f* se ha tomado $\vartheta = 0{,}6$). Luego, se trazan en un lugar arbitrario, bajo el ángulo $\beta$, una línea inclinada que representa la compresión del cuerpo. Desde el punto *d* de encuentro de esta línea con la horizontal $P_{com}$ se traza una vertical hasta el encuentro con la horizontal $P_{ext}$ y por el punto *e* de encuentro se traza, bajo el ángulo $\alpha$, una línea inclinada que representa la extensión de los tornillos. La ordenada del punto *f* de encuentro de las líneas inclinadas da la magnitud de la fuerza del apriete previo $P_{apr}$.

La diferencia $P_{ext} - P_{apr}$, como antes, representa la amplitud de pulsación de la fuerza $P_{ext}$, la diferencia $P_{apr} - P_{com}$ representa la amplitud de pulsación de la fuerza $P_{com}$.

En la figura 321, *g*, *h*, se muestra la influencia que ejerce la rigidez del cuerpo y de los tornillos en el trabajo de la unión (siendo $P_{tr}$ y $\vartheta$ iguales). En el caso de tornillos elásticos y cuerpo rígido (fig. 321, *g*) la fuerza $P_{apr}$ aumenta, la amplitud de pulsación de la fuerza $P_{ext}$ disminuye, la amplitud de pulsación de la fuerza $P_{com}$ crece.

En el caso de tornillos rígidos y cuerpo elástico (fig. 321, *h*) la fuerza $P_{apr}$ disminuye, la amplitud de pulsación de la fuerza $P_{ext}$ aumenta, la amplitud de pulsasión de la fuerza $P_{com}$ disminuye.

En el caso de una unión no cargada ($P_{tr} = 0$) que se somete a calentamiento, cuando en ella surge una fuerza térmica $P_t$ (fig. 321, $i$), se debe trazar una línea paralela a la línea de compresión que dista de ésta (por la horizontal) el segmento $\alpha_2 t_2 - \alpha_1 t_1$, igual a la deformación relativa durante el calentamiento. La ordenada del punto $a'$ de encuentro de esta línea con la línea de extensión es igual a $P_{ext}$ (ésta es también la fuerza $P_{com}$ de compresión del cuerpo) después del calentamiento; la diferencia de las ordenadas de los puntos $a$ y $a'$ representa la fuerza térmica $P_t$.

Para las uniones que se someten al calentamiento y a la acción de la fuerza $P_{tr}$ simultáneamente, la distinción de su construcción consiste en que las líneas inclinadas de tracción y compresión se separan (por la horizontal) a la distancia correspondiente a la magnitud $\alpha_2 t_2 - \alpha_1 t_1$ (fig. 321, $j$). En lo demás la construcción no se diferencia en nada de la anterior.

La característica elástica de las piezas a apretar no siempre corresponde a la dependencia rectilínea $P = eE_2F_2$. Así son, por ejemplo, los casos de construcciones de paredes delgadas de configuración compleja, cuyas paredes en distintos sectores están inclinadas o son perpendiculares a la dirección de acción de la fuerza comprimente. Aquí, a la deformación de compresión de las paredes se une la deformación elástica de flexión de las paredes inclinadas y horizontales. Además, las paredes pueden someterse a la flexión longitudinal. La rigidez de las piezas a apretar, en este caso, disminuye bruscamente; la característica adquiere una forma suave.

A veces, la característica elástica resulta curvilínea debido a que los distintos elementos de la construcción entran en funcionamiento no simultáneamente a medida que crece la carga. La característica elástica de semejantes construcciones complejas puede determinarse sólo experimentalmente. La construcción ejecutada se somete a compresión en la instalación de pruebas y se construye por puntos su característica.

En este caso, el único método posible es el método gráfico de cálculo. La curva obtenida en el ensayo se traza en el gráfico, en lugar de la recta inclinada $P = eE_2F_2$ (fig. 321, $k$, $l$) y después se ejecutan las construcciones gráficas, como se ha descrito antes.

Al hacer el cálculo, en la fuerza prefijada $P_{com} = \vartheta P_{tr}$ la curvilinealidad de la característica repercute con el cambio de la magnitud de la fuerza del apriete previo y de la amplitud de pulsación $P_{ext}$ y $P_{com}$. En el caso de característica convexa (fig. 321, $k$) la fuerza indispensable $P_{apr}$ disminuye, la amplitud de pulsación $P_{ext}$ aumenta, la amplitud de pulsación $P_{com}$ disminuye. Si la característica es cóncava (fig. 321, $l$) el cuadro resulta inverso.

### 10.2.6 Control de la fuerza del apriete previo

En relación con que la fuerza del apriete previo ejerce gran influencia en la magnitud de las fuerzas de extensión de los tornillos y de compresión de la junta, es muy importante que en el montaje la fuerza calculada de apriete se mantenga exacta. Esto se logra apretando las tuercas con llaves dinamométricas, con el enrosque de las tuercas a un ángulo calculado o midiendo el estirado de los tornillos.

El procedimiento del apretado con *llaves dinamométricas* no es lo suficiente preciso. El esfuerzo indispensable para el enrosque de las tuercas, depende en sumo grado del estado de la rosca, de la magnitud del coeficiente de rozamiento en ella y en las superficies de apoyo, así como de otros factores. Por eso, los tornillos apretados con un mismo momento torsional pueden ser cargados efectivamente a distinta magnitud.

Con el fin de disminuir la influencia del rozamiento, las uniones de importancia a veces se aprietan en la mesa vibratoria. La disminución (muy brusca) de las fuerzas de rozamiento como resultado de las vibraciones se debe tener en cuenta al elegir el momento torsional previsto de apriete.

En el procedimiento de *enrosque a un ángulo previsto*, las tuercas, al principio, se tensan hasta que hagan contacto compacto con las superficies de apoyo, es decir, hasta la posición, a partir de la cual comienza el estirado del tornillo. Después de esto, las tuercas se aprietan con llave, al ángulo previsto $\nu$.

La magnitud de este ángulo se determina por la fuerza prefijada $P_{apr}$ de acuerdo con los siguientes razonamientos.

Al apretar tuercas, es necesario elegir la magnitud de la extensión del tornillo $\lambda_1 = \frac{P_{apr} l}{E_1 F_1}$ y de la compresión de las piezas a apretar $\lambda_2 = \frac{P_{apr} l}{E_2 F_2}$.

El desplazamiento de la tuerca respecto del tornillo en sentido axial es

$$\lambda = \lambda_1 + \lambda_2 = P_{apr} l \left( \frac{1}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2} \right). \qquad (165)$$

La tangente del ángulo de inclinación de los hilos de la rosca es

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{s}{\pi d_0}, \qquad (166)$$

donde $s$ es el paso de la rosca;

$d_0$ es el diámetro medio de la rosca.

El desplazamiento de la tuerca a la magnitud $\lambda$ corresponde al giro de la tuerca por el arco $C$ de la circunferencia de radio $d_0/2$, igual a

$$C = \frac{\lambda}{\operatorname{tg} \varphi}. \qquad (167)$$

La magnitud $C$ por otro lado es:

$$C = \frac{d_0}{2} \nu = \frac{d_0}{2} \cdot \frac{2\pi}{360^\circ} \nu^\circ, \qquad (168)$$

donde $\nu$ es el ángulo de giro de la tuerca en rad y $\nu^0$, en grad.

Igualando las expresiones (167) y (168), tendremos

$$\nu^\circ = \frac{\lambda}{\operatorname{tg}\varphi} \cdot \frac{360^\circ}{\pi d_0}.$$

Sustituyendo en esta igualdad el valor de $\lambda$ y de $\operatorname{tg}\varphi$ de las fórmulas (165, 166), obtenemos

$$\nu^\circ = 360^\circ P_{apr} \frac{l}{s}\left(\frac{1}{E_1F_1} + \frac{1}{E_2F_2}\right). \qquad (169)$$

El ángulo de apriete, como se ve, no depende del diámetro del tornillo.

Prácticamente, las tuercas se aprietan del siguiente modo. Al principio se eliminan los huelgos en el sistema (apriete de todas las tuercas en determinada sucesión, hasta el tope). Luego, las tuercas se desenroscan y de nuevo se enroscan a mano o con una llave de límite débil, hasta que hagan contacto compacto con las superficies de apoyo. Después de esto, todas las tuercas, en la sucesión que depende de la configuración de la junta y que asegure, en lo posible, un apriete uniforme de la unión (en tresbolillo, en cruz, en serpentín), se enroscan al principio un ángulo de $\nu/2$ y, a continuación, en la misma sucesión un ángulo de $\nu/2$ hasta el ángulo completo.

Para medir el ángulo de giro de la tuerca, en la llave se establece una flecha y en la pieza a apretar, un limbo.

Este procedimiento es más exacto que el primero, aunque en él hay una fuente de errores consistentes en la dificultad de determinar el momento verídico del comienzo del apriete. Con cierta experiencia de montaje, este error puede reducirse al mínimo.

En los tornillos y espárragos largos y delgados, en la exactitud de medición, influye su torcedura bajo la acción del rozamiento que surge en la rosca, durante el apriete. Para evitar la torcedura, el extremo del tornillo se sujeta durante el apriete (véase la fig. 312, *a*). Para el montaje este procedimiento no es cómodo. En la figura 322 se representa la construcción de una llave que excluye la influencia de la torcedura en la exactitud de la medida del ángulo.

En el vástago de la llave se ha establecido el fijador *1* con muelle y con cola cónica de sección cruciforme, que entra en el respectivo alojamiento en el extremo del tornillo. El fijador va unido por medio de estrías con el vástago *2*, en cuyo extremo saliente va instalada con ayuda de embrague de fricción la aguja *3* que se desplaza por el limbo *4* sujetado al extremo de la llave.

Al colocar la llave en la tuerca, la cola del fijador entra en el alojamiento del tornillo, asegurando el vínculo directo entre el tornillo y la aguja. Antes del apriete de fuerza, la aguja se establece en la división cero del limbo. Durante el apriete la aguja indica el ángulo de giro de la tuerca respecto del tornillo, es decir, el ángulo que determina la magnitud del apriete.

El procedimiento más exacto de *medida directa del estirado del tornillo* es $\lambda = \frac{P_{apr} l}{E_1 F_1}$. El estirado de los tornillos cortos se mide con ayuda de una galga micrométrica para dimensiones exteriores. Este

procedimiento es aplicable en los casos en que se tiene la posibilidad de acercar las mordazas de la galga directamente a los extremos del tornillo. Así se mide, por ejemplo, el estirado de los tornillos de biela, de los tornillos de apriete de las uniones de manguito partido, de los tornillos de apriete de los cilindros hidráulicos, etc. Para comodidad de la medición los extremos del vástago y la cabeza del tornillo se hacen esféricos.

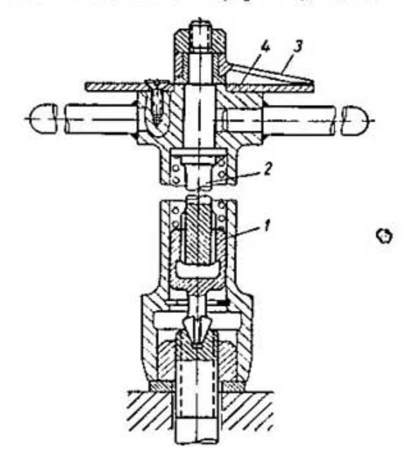



Fig. 322. Construcción de una llave con medida precisa del ángulo de giro de la tuerca respecto al tornillo

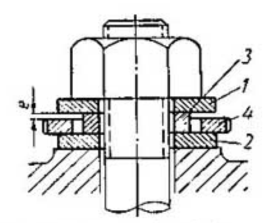



Fig. 323. Control de la fuerza de apriete con ayuda de un anillo adicionado deformable

El estirado de los espárragos puede medirse con ayuda de un indicador, si su zócalo se emplaza en un basamento independiente. El indicador, emplazado en la pieza atraída, indica la magnitud sumaria del estirado del espárrago y la compresión de las piezas apretadas.

A veces, para controlar la fuerza del apriete, se emplea un sistema de anillos de apoyo deformables (fig. 323). Debajo de la tuerca se colocan las arandelas rígidas *1* y *2* y el anillo de medida *3* hecho de metal plástico (por ejemplo, de cobre recocido). Concéntricamente con este anillo se coloca la arandela de control *4*. La altura del anillo *3* se elige de modo que a un apriete ligero previo, entre el anillo y la arandela de control quede la holgura calculada e igual a la suma de las deformaciones elásticas del sistema apretado, bajo la acción de la fuerza de apriete. A un apriete de fuerza, el anillo de medida se aplasta. El apriete se cesa en el momento en que se elimina la holgura $e$, sobre lo cual se juzga por la pérdida de movilidad de la arandela de control.

Si se reiteran los aprietes, hay que cambiar el anillo de medida.

### 10.2.7 Ejemplo del cálculo

El bloque de cilindros de un motor que tiene en la sección transversal la forma representada en la figura 324, se aprieta al cárter por medio de espárragos de 400 mm de longitud, con diámetro del vástago de 18 mm y con rosca M24 (el paso $s$ = 1,5 mm).

Suponemos que la fuerza de explosión $P_{tr} = 10\,000$ kgf la soportan los cuatro espárragos próximos al cilindro y la fuerza de apriete de estos espárragos se propaga al sector del bloque próximo al cilindro (en la figura está limitado por las líneas $O - O$) con un área de la sección de 7000 mm².

El bloque se ha ejecutado de aleación a base de aluminio AL5 ($E_2 = 7500$ kgf/mm² $\alpha = 22 \cdot 10^{-6}$), los espárragos son de acero 30JGS ($E_1 =$

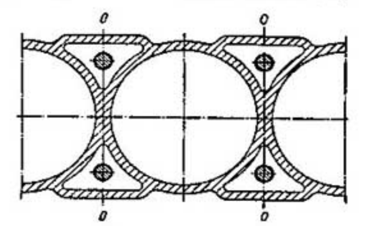



Fig. 324. Sección transversal del bloque de cilindros

$= 21\,000$ kgf/mm²; $\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$). La temperatura del bloque y de los espárragos, en el motor en funcionamiento, es igual a 80° C.

Se pide hallar las tensiones máximas en los tornillos y cárter, en el motor frío y en funcionamiento.

Establecemos el valor $\vartheta = 0,5$.

La fuerza de compresión de la junta es

$$P_{com} = 0,5 P_{tr} = 5000 \text{ kgf}.$$

La fuerza total de extensión de los espárragos [ecuación (153)] es

$$P_{ext} = (1 + 0,5)\, P_{tr} = 15\,000 \text{ kgf};$$

la fuerza que recae sobre cada espárrago es,

$$P_{ext\,1} = \frac{15\,000}{4} = 3750 \text{ kgf};$$

la tensión de extensión en los espárragos es

$$\sigma_{ext} = \frac{3750}{0,785 \cdot 18^2} = 15 \text{ kgf/mm}^2;$$

la tensión de compresión en el bloque es

$$\sigma_{com} = \frac{P_{com}}{F_2} = \frac{5000}{7000} = 0,7 \text{ kgf/mm}^2;$$

la fuerza total indispensable de apriete $P_{apr}$ [ecuación (155)] es:

$$P_{apr} = P_{tr}\left(\vartheta + \frac{1}{1 + \frac{E_1 F_1}{E_2 F_2}}\right);$$

el factor $E_1 F_1$ es

$$E_1 F_1 = 21\,000 \cdot 4 \cdot 0,785 \cdot 18^2 = 2,1 \cdot 10^7 \text{ kgf};$$

el factor $E_2 F_2$ es

$$E_2 F_2 = 7500 \cdot 7000 = 5,3 \cdot 10^7 \text{ kgf}.$$

Por consiguiente

$$P_{apr} = 10\,000\left(0,5 + \frac{1}{1 + \frac{2,1}{5,3}}\right) = 12\,000 \text{ kgf}.$$

El ángulo, al cual es necesario enroscar la tuerca durante el apriete [ecuación (169)] es,

$$\gamma = 360°P_{apr}\frac{l}{s}\left(\frac{1}{0,25E_1F_1}+\frac{1}{E_2F_2}\right)=$$

$$=360°\cdot 3000\,\frac{400}{1,5}=\left(\frac{1}{5,2\cdot 10^6}+\frac{1}{5,3\cdot 10^7}\right)=60°.$$

Durante el calentamiento, en la unión surge una fuerza térmica [ecuación (156)]

$$P_t=(\alpha_2 t_2-\alpha_1 t_1)\,\frac{E_1F_1}{1+\dfrac{E_1F_1}{E_2F_2}}.$$

Conforme a la condición $t_2 = t_1 = 80°$ C. Sustituyendo los valores numéricos, obtenemos

$$P_t=80\,(22-11)\cdot 10^{-6}\cdot\frac{2,1\cdot 10^7}{1+\dfrac{2,1}{5,3}}=13\,000\ \text{kgf}.$$

Después del calentamiento:

la fuerza de extensión de los tornillos es

$$P'_{ext}=P_{ext}+P_t=15\,000+13\,000=28\,000\ \text{kgf};$$

la fuerza de compresión del bloque es

$$P_{com}=P_{com}+P_t=5000+13\,000=18\,000\ \text{kgf};$$

la tensión de extensión en los espárragos es

$$\sigma'_{ext}=\frac{P'_{ext}}{4\cdot 0,785d^2}=\frac{28\,000}{4\cdot 0,785\cdot 18^2}=28\ \text{kgf/mm}^2;$$

la tensión de compresión en el bloque es

$$\sigma_{com}=\frac{18\,000}{7000}=2,6\ \text{kgf/mm}^2;$$

la amplitud de pulsación de la fuerza de extensión es

$$\Delta_{ext}=P'_{ext}-(P_{apr}+P_t)=28\,000-(12\,000+13\,000)=3000\ \text{kgf};$$

el coeficiente de asimetría del ciclo es

$$r=\frac{P'_{ext}-\Delta_{ext}}{P'_{ext}}=1-\frac{3000}{28\,000}\approx 0,9;$$

la amplitud de pulsación de la fuerza de compresión es

$$\Delta_{com}=P_{apr}+P_t-P'_{com}=12\,000+13\,000-18\,000=7000\ \text{kgf};$$

el coeficiente de asimetría del ciclo es

$$r=\frac{P'_{com}}{P_{apr}+P_t}=\frac{18\,000}{12\,000+13\,000}=0,7.$$

El límite de fatiga del acero 30JGS en el caso de ciclo pulsante con un coeficiente de asimetría 0,9 es igual a 75 kgf/mm². El límite de fatiga de la aleación AL5 en el caso de ciclo pulsante con un coeficiente de asimetría 0,7 es igual a 8 kgf/mm². Por consiguiente, el margen de seguridad para los espárragos es $\frac{75}{28} = 2,7$, para el bloque es $\frac{8}{2,6}=3$.

# 11 Uniones a presión

Las uniones con ajuste a presión se emplean vastamente en la construcción de maquinaria para las uniones inseparables o raramente separables. La resistencia del desplazamiento recíproco de las piezas en estas uniones se crea y mantiene por las fuerzas de deformación elástica de compresión (en la pieza interna) y de tracción (en la pieza externa) proporcionales a la magnitud de la apretura en la unión.

### 11.0.1 Ajustes a presión

El Standard de Estado de la URSS 7713—62 establece los siguientes ajustes a presión (en el sistema único de agujero)

*Clase de precisión 1*

| | |
|---|---|
| A presión, primera . . . . | $Pr1_1$ |
| A presión, segunda . . . . | $Pr2_1$ |

*Clase de precisión 2a*

| | |
|---|---|
| A presión, primera . . . | $Pr1_{2a}$ |
| A presión, segunda . . . | $Pr2_{2a}$ |

*Clase de precisión 2*

| | |
|---|---|
| A presión ligera . . . . . | $Pl$ |
| A presión . . . . . . . . | $Pr$ |
| A presión en caliente*) . . | $Pc$ |

*Clase de precisión 3*

| | |
|---|---|
| A presión, primera . . . | $Pr1_3$ |
| A presión, segunda . . . | $Pr2_3$ |
| A presión, tercera . . . | $Pr3_3$ |

En la figura 325, *a*, se aportan las magnitudes medias de las apreturas $\Delta_{med}$ $\mu$ en función del diámetro del árbol $d$ mm para distintos ajustes a presión; en la figura 325, *b*, los valores medios de las apreturas relativas $\frac{\Delta_{med}}{d}$ $\mu$/mm y $\frac{\Delta_{med}}{d}$.

Por el gráfico de la figura 325, *b* se ve que las apreturas relativas crecen bruscamente en la zona de pequeños diámetros. Esto obliga a abordar con particular precaución el cálculo de las uniones de pequeño diámetro, ya que la resistencia mecánica de las piezas de

*) El término *ajuste a presión en caliente* ha caído en desuso. Ahora en lugar de calentar las piezas externas se emplea vastamente el enfriamiento de las internas.

las uniones a presión depende, ante todo, de la magnitud de la apretura relativa.

El ajuste a presión ligera *Pl* da las menores apreturas. Por la magnitud de las apreturas medias a éste es próximo el ajuste $Pr1_1$. Los ajustes $Pr2_1$, $Pr$, $Pr1_{2a}$ y $Pr1_3$ por la magnitud de la apretura media prácticamente son equivalentes con la sola diferencia que en los ajustes de menor precisión, el campo de las tolerancias es mayor.

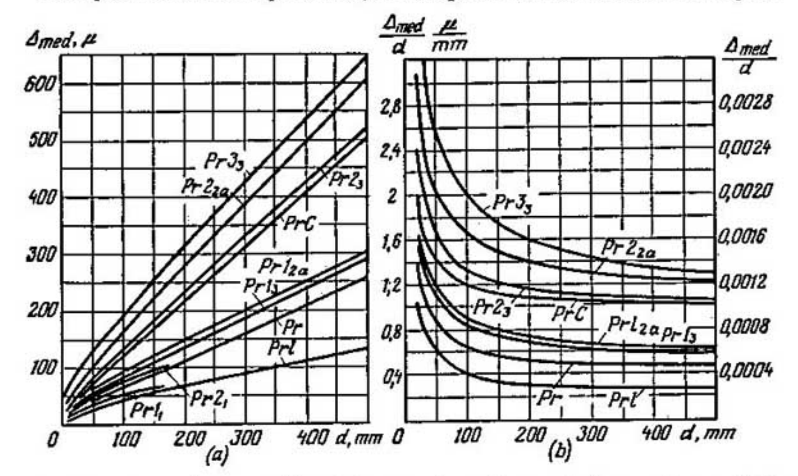



Fig. 325. Magnitudes medias de las apreturas $\Delta_{med}$ y de las apreturas relativas $\Delta_{med}/d$ en función del diámetro $d$ de la unión para distintos ajustes

Prácticamente, las apreturas medias son prácticamente iguales en los ajustes *Pc* y $Pr2_3$. Las apreturas medias más elevadas (y casi iguales) son en los ajustes $Pr2_{2a}$ y $Pr3_3$.

La dependencia entre la magnitud media de la apretura y el diámetro puede expresarse aproximadamente por la proporción

$$\Delta_{med}\mu \approx \varphi (D \text{ mm} + 60).$$

El factor de proporcionalidad $\psi$ para los distintos ajustes es igual a:

| Ajustes | $Pl$ | $Pr1_1$ | $Pr$ | $Pr2_1$ | $Pr1_3$ | $Pr1_{2a}$ | $Pc$ | $Pr2_3$ | $Pr2_{2a}$ | $Pr3_3$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\psi$ | 0,23 | 0,28 | 0,46 | 0,44 | 0,5 | 0,54 | 0,95 | 0,98 | 1,13 | 1,16 |

### 11.0.2 Resistencia mecánica de las uniones a presión

El máximo esfuerzo axial que puede resistir una unión a presión es,

$$P_{ax} = kFf \text{ kgf.} \tag{171}$$

El máximo momento torsional que aguanta una unión es

$$M_{tor} = 0{,}001 \; kFf \frac{d}{2} \text{ kgfm}, \tag{172}$$

donde $k$ es la presión específica en la superficie de encaje, en kgf/mm²;
$F = \pi \, dl$ es el área de la superficie de encaje, en mm²;
$f$ es el coeficiente de rozamiento entre las superficies conjugadas (para los aceros y fundiciones, por término medio, $f = 0{,}1 \div 0{,}15$);
$d$, $l$ es el diámetro y la longitud de la superficie de encaje, en mm.

La presión específica en la superficie de encaje se determina por la fórmula de Lame

$$k = \frac{\Delta}{d} \; \frac{1}{\frac{c_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{c_2 + \mu_2}{E_2}} \text{ kgf/mm}^2, \tag{173}$$

donde $\frac{\Delta}{d}$ es la apretura diametral relativa $\left(\frac{\Delta}{d} = \frac{\Delta\mu}{1000 \, d \text{ mm}}\right)$;
$E_1$, $E_2$ y $\mu_1$, $\mu_2$ son respectivamente los módulos de elasticidad normal (en kgf/mm²) y las constantes de Poisson de los materiales de las piezas interna y externa;
$c_1$ y $c_2$ son coeficientes iguales a

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}; \tag{174}$$

$$c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}; \tag{175}$$

aquí $d_1$ y $d_2$ son respectivamente el diámetro interior de la pieza interna y el diámetro exterior de la pieza externa.

Designemos $\frac{d_1}{d} = a_1$ y $\frac{d}{d_2} = a_2$. Las magnitudes $a_1$ y $a_2$ pueden llamarse *capacidad de pared delgada relativa* respectivamente de las piezas externa e interna. Siendo $a_1 = a_2 = 1$ los espesores de las piezas interna y externa son iguales a cero. Los valores $a_1 = a_2 = 0$ corresponden al caso de piezas interna y externa macizas.

Los coeficientes $c_1$ y $c_2$ pueden representarse en la forma general del siguiente modo (fig. 326):

$$c = c_1 = c_2 = \frac{1 + a^2}{1 - a^2}.$$

Como se ve por la expresión (173), la presión específica $k$ y, por consiguiente, también la resistencia mecánica de la unión son pro-

porcionales a la apretura diametral relativa $\Delta/d$ y aumentan con el aumento del módulo de elasticidad de los materiales y disminuyen con el aumento de $c_1$ y $c_2$, es decir, con el aumento del factor de la capacidad de pared delgada $a$.

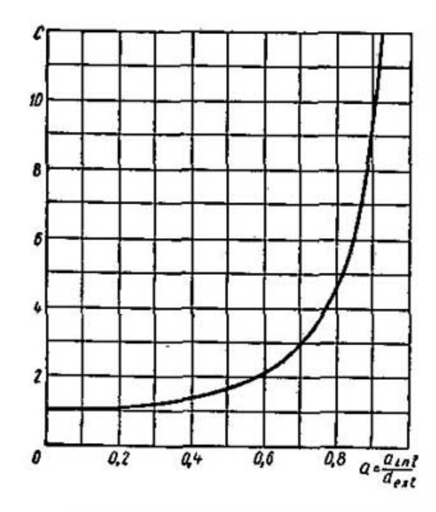



Fig. 326. Coeficiente $c$ en función del factor de pared delgada

La tensión de compresión en la pieza interna tiene una magnitud máxima en la superficie interior y es igual a

$$\sigma_1 = \frac{2k}{1-a_1^2} = \frac{\Delta}{d} \frac{2}{1-a_1^2} \frac{1}{\frac{c_1-\mu_1}{E_1}+\frac{c_2+\mu_2}{E_2}}. \tag{176}$$

La presión específica máxima admisible de la condición de la resistencia mecánica al aplastamiento es

$$k = \sigma_{aplas}. \tag{177}$$

donde $\sigma_{aplas}$ es la resistencia del material al aplastamiento.

La dimensión del diámetro interior de la pieza interna

$$\Delta_1 \approx \frac{\sigma_1}{E_1} d_1 . \tag{178}$$

La tensión de tracción en la pieza externa es máxima en la superficie interior

$$\sigma_2 = \frac{2k}{1-a_2^2} = \frac{\Delta}{d} \frac{2}{1-a_2^2} \frac{1}{\frac{c_1-\mu_1}{E_1}+\frac{c_2+\mu_2}{E_2}}. \tag{179}$$

El aumento del diámetro exterior de la pieza externa es

$$\Delta_2 \approx \frac{\sigma_2}{E_2} d. \tag{180}$$

Las expresiones (173), (176) y (179) permiten hacer ciertas deducciones generales.

Para simplificar, supongamos que las piezas externa e interna se han ejecutado de un mismo material ($E_1 = E_2 = E$; $\mu_1 = \mu_2 = \mu$). Entonces las expresiones (173), (176) y (179) toman la forma

$$k = \frac{\Delta}{d} \cdot \frac{E}{c_1 + c_2} \text{ kgf/mm}^2; \tag{181}$$

$$\sigma_1 = \frac{\Delta}{d} \cdot \frac{2}{1 - a_1^2} \cdot \frac{E}{c_1 + c_2} \text{ kgf/mm}^2; \tag{182}$$

$$\sigma_1 = \frac{\Delta}{d} \cdot \frac{2}{1 - a_2^2} \cdot \frac{E}{c_1 + c_2} \text{ kgf/mm}^2. \tag{183}$$

En la figura 327, *a*, se aporta en función de $a_1$ y $a_2$ la *presión relativa* $k_0 = \dfrac{1}{c_1 + c_2}$ que representa la magnitud de la presión $k$, siendo $\Delta E/d = 1$. La presión (y, por consiguiente, también la resis-

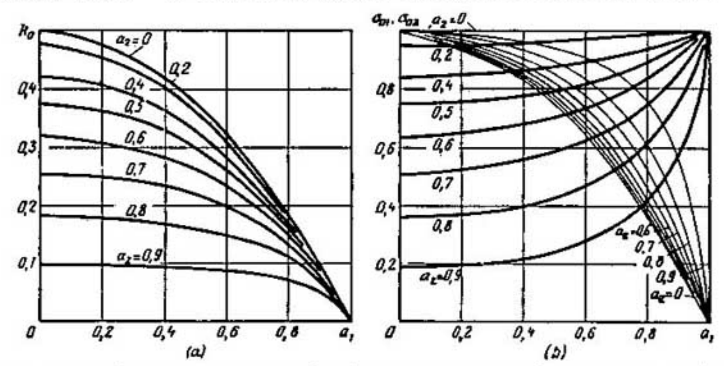



Fig. 327. Influencia que ejercen los factores de pared delgada $a_1$ y $a_2$ en las magnitudes $k_0$, $\sigma_{01}$ y $\sigma_{02}$

tencia mecánica de la unión) es máxima, siendo $a_1 = a_2 = 0$ (piezas interna y externa macizas) y se reduce con el aumento de $a_1$ y $a_2$ (es decir, con la disminución del espesor de las paredes de las piezas interna y externa), tendiendo a cero, cuando $a_1 = a_2 = 1$.

La reducción de la presión con la disminución del espesor de las paredes de las piezas interna y externa, puede compensarse aumentando el diámetro y la longitud de la superficie de encaje. Si, como esto suele ocurrir, la longitud de la unión es proporcional al diámetro, es decir, $l = nd$ ($n$ es el coeficiente de proporcionalidad), conforme

a las ecuaciones (171) y (172) $P_{ax} = kfnd^2$ y $M_{tor} = kfn\frac{d^3}{2}$.

Por consiguiente, la resistencia mecánica de la unión al desplazamiento axial es proporcional al *cuadrado* del diámetro, y la resistencia a la torsión es proporcional al *cubo* del diámetro.

Conforme a las expresiones (182) y (183) las *tensiones relativas* $\sigma_{01}$ y $\sigma_{02}$ (tensiones a $\Delta E/d = 1$) son iguales a

$$\sigma_{01} = \frac{2k_0}{1-a_1^2} \text{ y } \sigma_{02} = \frac{2k_0}{1-a_2^2}.$$

Estas proporciones se aportan en la figura 327, *b*. Del gráfico pueden hacerse las siguientes deducciones:

las tensiones $\sigma_{01}$ en la pieza *interna* (líneas llenas) son máximas ($\sigma_{01} = 1$) cuando la pieza externa es maciza ($a_2 = 0$), disminuyen con la reducción del espesor de sus paredes ($a_2 \to 1$) y crecen con la disminución del espesor de las paredes de la pieza interna ($a_1 \to 1$);

las tensiones $\sigma_{02}$ en la pieza *externa* (líneas finas) son máximas ($\sigma_{02} = 1$) cuando la pieza interna es maciza ($a_1 = 0$), disminuyen con la reducción del espesor de sus paredes ($a_1 \to 1$) y crecen con la disminución del espesor de las paredes de la pieza externa ($a_2 \to 1$).

Denominando a la pieza interna *árbol* y a la pieza externa *cuerpo* pueden formularizarse las siguientes reglas prácticas:

para aumentar la resistencia mecánica del *árbol* es conveniente aumentar el espesor de sus paredes y disminuir el espesor de las paredes del cuerpo (árbol macizo — cuerpo de pared delgada). Esta regla se emplea en los casos en que la resistencia mecánica no despierta recelos.

para elevar la resistencia mecánica del *cuerpo* es mejor aumentar el espesor de sus paredes y reducir el espesor de las paredes del árbol (cuerpo macizo — árbol de pared delgada). Esta regla se aplica en los casos en que la resistencia mecánica del árbol es suficiente.

En las uniones, donde el árbol y el cuerpo se han fabricado de distintos materiales, en las proporciones indicadas influye además la rigidez de los materiales. Si una de las piezas (la externa o la interna) se ha ejecutado de material con menor módulo de elasticidad ($E'$) que la otra ($E''$), la presión específica y las tensiones en las piezas disminuyen, más o menos, proporcionalmente a la relación $E'/E''$ (para la pieza fabricada de material con mayor valor de $E$, en mayor grado).

La proporción racional de los espesores de las paredes del árbol y del cuerpo, conviene en cada caso por separado determinarla por cálculo.

### 11.0.3 Coeficiente de rozamiento

La resistencia mecánica de las uniones a presión es directamente proporcional al coeficiente de rozamiento en la superficie de encaje [véanse las ecuaciones (171) y (172)].

La magnitud del coeficiente de rozamiento depende de la magnitud de la presión en las superficies de contacto, de la magnitud y del perfil de las microirregularidades, del material y del estado de las

superficies conjugadas (presencia de lubricante), así como del procedimiento de montaje (unión bajo prensa, con calentamiento o enfriamiento de las piezas).

El coeficiente de rozamiento crece con el aumento de la rugosidad de las superficies y baja con el aumento de la presión específica. Durante el montaje con calentamiento o enfriamiento de las piezas el coeficiente de rozamiento es mayor que en el caso de montaje bajo prensa. El coeficiente de rozamiento puede elevarse considerablemente, aplicando recubrimientos galvánicos.

Según sean los factores enumerados, el coeficiente de rozamiento tiene una magnitud $f = 0{,}08 \div 0{,}3$ y en algunos casos, aún mayor. No se puede esperar del cálculo exactitud, siendo tan grande la dispersión de las magnitudes $f$. El valor principal del cálculo reside en que éste permite determinar la influencia que ejercen los parámetros geométricos y la rigidez de los elementos de la unión, en la resistencia mecánica y fijar las vías racionales de endurecimiento.

En la práctica de los cálculos se atienen a los valores bajos del coeficiente de rozamiento ($f = 0{,}1 \div 0{,}15$), refiriendo el posible aumento del coeficiente por encima de estas magnitudes al margen de seguridad.

### 11.0.4 Influencia que ejerce la pureza de las superficies

La condición esencial de la resistencia mecánica de una unión a presión es la pureza suficiente del mecanizado de las superficies de conjugación.

En los diámetros *medidos* de un agujero y de un árbol entra la altura de las microirregularidades que durante el enmangado se aplanan. Si la altura de las microirregularidades es conmensurable con la magnitud de la apretura, la apretura efectiva en la unión disminuye considerablemente.

En la figura 328 se muestran las magnitudes medias de las apreturas en el ajuste $Pr$ para distintos diámetros de los árboles, y se han marcado las alturas sumarias de las irregularidades $\Sigma R_z$ del árbol y el agujero, al mecanizar con una pureza en los límites de ∇4—∇8. Como se ve por el gráfico, para las uniones de pequeño diámetro (menos de 30 mm) el mecanizado con una pureza inferior de ∇6 se excluye, ya que la altura sumaria de las microirregularidades re-

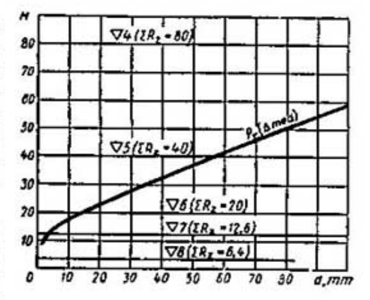


Fig. 328. Apreturas medias en el ajuste Pr (línea llena) y magnitudes de las microirregularidades en el mecanizado con distinta pureza, en función del diámetro $d$ de la unión

sulta próxima a la magnitud de la apretura. La apretura en estas uniones puede disminuir considerablemente o desaparecer, como resultado del aplastamiento de las microirregularidades.

Las uniones con diámetro del orden de 50 mm y más, así como las uniones con gran apretura, pueden mecanizarse con una pureza algo más basta. Prácticamente, las superficies de las piezas conjugadas, en las uniones a presión de dimensión mediana, se mecanizan con una pureza de $\nabla 8 - \nabla 10$ para el árbol y $\nabla 7 - \nabla 9$ para el agujero.

Las microirregularidades ejercen en cierta medida influencia positiva en la resistencia mecánica de la unión, actuando a semejancia de las espigas que aumentan el enlace entre las superficies conjugadas. Como se ha establecido por los experimentos, el aumento de la pureza del mecanizado por encima de $\nabla 11$ reduce la resistencia mecánica de la unión, debido a la disminución del coeficiente de rozamiento, en las superficies de contacto.

En las ecuaciones de cálculo (173), (176) y (179) figura la magnitud de la *apretura efectiva.* Por eso, al calcular las uniones a presión, la apretura nominal prefijada $\Delta_{nom}$ se debe disminuirla en la magnitud del aplastamiento de las microirregularidades

$$\Delta' = 2\varphi (R_{z1} + R_{z2}), \tag{184}$$

donde $R_{z1}$ y $R_{z2}$ son las magnitudes de las microirregularidades respectivamente del árbol y del agujero, en $\mu$;
$\varphi$ es el coeficiente de aplastamiento.

La magnitud del aplastamiento de las microirregularidades depende de la magnitud de la apretura en la unión, de la altura de las irregularidades, de la forma y del perfil de las irregularidades, de la densidad del reparto de las irregularidades, de la dureza y resistencia mecánica del material de las superficies conjugadas y de la relación entre la dureza de las superficie sde las piezas externa e interna.

La magnitud del aplastamiento depende, en sumo grado, de las condiciones del montaje. En el montaje bajo prensa, las irregularidades se someten sucesivamente, al corte, durante el desplazamiento longitudinal y se aplastan mucho más que en el montaje con calentamiento o enfriamiento de las piezas (cuando las irregularidades se aprietan en sentido radial).

La magnitud efectiva del aplastamiento, que se establece después de cierto período de explotación y que determina la resistencia mecánica de servicio de la unión, depende de la magnitud y del tipo de las cargas que actúan en la unión, así como del número de desmontajes-montajes sucesivos de la unión.

La altura real de las irregularidades disminuye después de cada desmontaje-montaje, estabilizándose en un determinado nivel después de tres-cuatro desmontajes.

No es posible tomar en consideración todos estos diversos factores. Como primera aproximación en el cálculo, se toma que el aplastamiento de las microirregularidades constituye 0,5—0,6 de la altura media inicial de éstas. La influencia que ejerce la ulterior explotación se tiene en cuenta con el coeficiente de seguridad que, al calcular las uniones a presión, se toma igual a 2—4.

Suponiendo que $\varphi = 0{,}5$, obtenemos $\Delta' = R_{z1} + R_{z2}$. Intro-

duciendo la magnitud $\Delta_{nom} - \Delta'$ en la ecuación (173), tendremos que

$$k = \frac{\Delta_{nom} - (R_{z1} + R_{z2})}{1000d} \cdot \frac{1}{\frac{c_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{c_2 + \mu_2}{E_2}} \text{ kgf/mm}^2. \quad (185)$$

Si en el cálculo se determina la apretura *indispensable* nominal, entonces al valor calculado hallado de la apretura se debe añadir la magnitud del aplastamiento de las microirregularidades:

$$\Delta_{nom} = \Delta_{cal} + R_{z1} + R_{z2}. \quad (186)$$

Por la magnitud de la apretura nominal determinada de este modo se elige el correspondiente ajuste según el Standard de Estado de la URSS.

Para una pureza del mecanizado $\nabla 6 - \nabla 11$ los valores de $R_z$ son los siguientes:

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Pureza del mecanizado . . . | ∇6 | Δ7 | ∇8 | ∇9 | ∇10 | ∇11 |
| $R_z$, en μ . . . . . . . . . . . | 10 | 6,3 | 3,2 | 1,6 | 0,8 | 0,4 |

La corrección que tiene en cuenta el aplastamiento de las microirregularidades tiene una magnitud esencial para las uniones de pequeño diámetro. Por ejemplo, siendo $d = 30$ mm la apretura media para el ajuste *Pr* es igual a 33 μ. Si las superficies de encaje se han elaborado hasta la pureza $\nabla 8$, la corrección $R_{z1} + R_{z2} = 6{,}4$ μ es $\sim 20\%$ de la apretura nominal. Para la unión con $d = 150$ mm (apretura de 110 μ) la corrección es igual a $\sim 6\%$.

### 11.0.5 Influencia que ejercen las deformaciones térmicas

En las uniones que se someten al calentamiento debe tomarse en consideración la influencia de la temperatura en el ajuste. Si la pieza externa se ha fabricado de material con alto coeficiente de dilatación lineal o se calienta durante el trabajo más que la interna, al calentarse disminuye la apretura inicial (en frío).

Por el contrario, si la pieza interna se ha fabricado de material con más alto coeficiente de dilatación lineal o se calienta durante el trabajo más que la externa, la apretura inicial en la unión aumenta durante el calentamiento.

En presencia de calentamiento, en las ecuaciones (173), (176) y (179) se debe introducir la apretura de temperatura (con su signo)

$$\Delta_t = 1000d\,(\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2)\ \mu, \quad (187)$$

donde $\alpha_1$ y $\alpha_2$ son los coeficientes de dilatación lineal del material respectivamente de las piezas interna y externa.

$\Delta t^1$ y $\Delta t_2$ es el aumento de las temperaturas de las piezas interna y externa respectivamente, durante el calentamiento.

La expresión (185) en este caso adquiere la forma

$$k = \frac{1}{1000d} \cdot \frac{\Delta_{nom} - (R_{z1} + R_{z2}) + (\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2)\,1000d}{\frac{c_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{c_2 + \mu_2}{E_2}} \text{ kgf/mm}^2. \quad (188)$$

La apretura inicial relativa indispensable para mantener la presión preestablecida $k$ durante el calentamiento, conforme a la ecuación (188), es

$$\frac{\Delta_{\text{nom}}}{1000d}=k\left(\frac{c_1-\mu_1}{E_1}+\frac{c_2+\mu_2}{E_2}\right)+\frac{R_{z1}+R_{z2}}{1000d}+\alpha_2 t_2-\alpha_1 t_1. \qquad (189)$$

Al ajustar rotores de grandes revoluciones en los árboles se debe además tener en cuenta la dilatación del cubo bajo la acción de las fuerzas centrífugas y aumentar correspondientemente la apretura inicial.

### 11.0.6 Elección de los ajustes

Como regla general, se debe evitar el empleo de ajustes con gran apretura, particularmente en las clases de baja precisión ($Pr3_3$, $Pr2_3$, $Pr2_{2a}$). Debido al gran campo de tolerancias en estas clases a una combinación desfavorable de las tolerancias pueden obtenerse apreturas peligrosas para la resistencia mecánica.

En caso que se necesiten grandes apreturas, es mejor emplear el ajuste *Pc* según la 2ª clase de precisión.

Las grandes apreturas se emplean en caso de ajustes en cuerpos de paredes delgadas, cuerpos de metales ligeros, cuerpos que se dilatan con el calentamiento y en los cubos de los rotores de altas revoluciones.

Es necesario prestar particular precaución al elegir los ajustes de los manguitos (cásquillos) de paredes delgadas (por ejemplo, los casquillos de los cojinetes de contacto plano). Durante el enmangado disminuye el diámetro interior de los casquillos, lo que obliga a introducir una operación complementaria de escariado del agujero, después del enmangado (o aumentar de antemano el diámetro interior del manguito en la magnitud de la compresión).

A grandes apreturas pueden surgir deformaciones plásticas; el manguito se comprime, a consecuencia de esto la resistencia mecánica de la unión cae bruscamente. Durante la explotación, con frecuencia se observa un debilitamiento del ajuste, debido al ensanchamiento del manguito con el calentamiento, particularmente, si éste se ha fabricado de material con alto coeficiente de dilatación lineal (por ejemplo, de bronce).

Los manguitos de paredes delgadas se suelen colocar con un ajuste no superior a *Pr*. En la mayoría de los casos es necesario el aseguramiento de los casquillos del giro y del desplazamiento longitudinal.

En cada caso por separado, la unión se debe calcular teniendo en cuenta todos los factores que influyen en el trabajo de la unión durante su servicio.

La capacidad de trabajo de las uniones a presión (fuerza cohesiva de la unión) se calcula por la apretura mínima que puede surgir en

combinación desfavorable de las dimensiones del agujero y del árbol (el agujero ejecutado por el límite *superior* de tolerancia; el árbol ejecutado por el límite *inferior* de tolerancia).

Las tensiones que surgen en las piezas externa e interna, así como la fuerza indispensable para el enmangado y desencaje de la unión, se calculan por la apretura **máxima** (el agujero ejecutado por la dimensión *nominal*; el árbol, por el límite *superior* de tolerancia).

### 11.0.7 Diagramas calculados

Sobre la base de las expresiones (173), (176) y (179) se han confeccionado diagramas que facilitan el cálculo laborioso de las uniones a presión y permiten seguir con facilidad la influencia de los parámetros de la unión en su resistencia mecánica y señalar los caminos mejores para el endurecimiento.

En la figura 329 se da el diagrama calculado para el caso en que las piezas interna y externa se han hecho de un mismo material [ecuaciones (181) — (183)].

En la parte inferior del diagrama se presentan las magnitudes de la presión relativa $k_0 = \frac{1}{c_1 + c_2}$ en función de $a_1$ para distintos valores de $a_2$. En la parte superior del diagrama se insertan los valores de las **tensiones relativas** $\sigma_0$ iguales para las piezas interna y externa

$$\sigma_{01} = \frac{k_0}{1 - a_1^2}; \quad \sigma_{02} = \frac{k_0}{1 - a_2^2}.$$

Las magnitudes absolutas de $k$, $\sigma_1$ y $\sigma_2$ se obtienen multiplicando las magnitudes $k_0$, $\sigma_{01}$ y $\sigma_{02}$ por el factor $\Delta E/d$.

Observemos como se utiliza el diagrama en un ejemplo.

Un árbol hueco de acero con diámetro exterior $d = 100$ mm e interior $d_1 = 70$ mm ($a_1 = 0,7$) se ha enmangado en un cubo de acero con diámetro exterior $d_2 = 125$ mm ($a_2 = 0,8$) con ajuste *Pc*. La longitud de la unión es de 100 mm. El árbol y el agujero se han elaborado con una pureza de $\nabla 8$ ($R_{z1} + R_{z2} = 6,4$ μ). El coeficiente de rozamiento es $f = 0,1$.

Se pide hallar la presión $k$ en la superficie de encaje, el momento torsional máximo $M_{tor}$ que puede transmitir la unión, las tensiones máximas $\sigma_1$ en el árbol y $\sigma_2$ en el cubo.

Antes que nada, determinemos la magnitud $\Delta E/d$. Con el ajuste *Pc* la apretura diametral media para $d = 100$ mm es igual a 120 μ. La apretura efectiva es $120 - 6,4 = 113,6$ μ. El módulo de elasticidad es $E = 21\,000$ kgf/mm². Entonces

$$\frac{\Delta E}{d} = \frac{113,6 \cdot 21\,000}{1000 \cdot 100} = 24 \text{ kgf/mm}^2.$$

Desde $a_1 = 0,7$ (parte inferior del diagrama) trazamos una horizontal hasta la intersección con la curva $a_2 = 0,8$ (punto *a*) y leemos en el eje de abscisas el valor $k_0 = 0,135$. La presión

$$k = k_0 \frac{\Delta E}{d} = 0,135 \cdot 24 = 3,24 \text{ kgf/mm}^2.$$

El momento torsional máximo que puede transmitir la unión [véase la ecuación (172)] es,

$$M_{tor}=0{,}001\cdot 3{,}24\cdot 0{,}1\cdot \pi\cdot 100\cdot 100\cdot 50=500 \text{ kgfm}.$$

Para determinar las tensiones trazamos del punto a una vertical hasta el encuentro con las rectas $a = 0{,}7$ (árbol) y $a = 0{,}8$ (cubo), En el eje de ordenadas leemos $\sigma_{01} = 0{,}52$ y $\sigma_{02} = 0{,}75$.

Las tensiones en el árbol y cubo son

$$\sigma_1 = 0{,}52\cdot 24 = 12{,}5 \text{ kgf/mm}^2;$$

$$\sigma_2 = 0{,}75\cdot 24 = 18 \text{ kgf/mm}^2.$$

Hagamos el árbol macizo ($a_1 = 0$); el diámetro exterior del cubo lo aumentamos hasta 165 mm ($a_2 = 0{,}6$).

El punto $b$ de intersección de la abscisa $a_1 = 0$ con la curva $a_2 = 0{,}6$ da $k_0 = 0{,}32$. Por consiguiente,

$$k = 0{,}32\cdot 24 = 7{,}7 \text{ kgf/mm}^2.$$

El momento torsional transmitido crece $\frac{7{,}7}{3{,}24} \approx 2{,}5$ veces.

Trazando por el punto $b$ una vertical hasta su intersección con la recta $a = 0$ (árbol) y $a = 0{,}6$ (cubo), leemos en el eje de ordenadas $\sigma_{01} = 0{,}64$ y $\sigma_{02} = 1$.

Por consiguiente, la tensión en el árbol aumenta $\frac{0{,}64}{0{,}52} - 1$ ($\approx$ un 20%) y la tensión en el cubo $\frac{1}{0{,}75} - 1$ ($\approx$ un 30%) en comparación con el caso anterior. El aumento no es muy grande, si se tiene en cuenta que la resistencia mecánica de la unión crece 2,5 veces.

En el caso de unión a presión de piezas fabricadas de distintos materiales, la magnitud $k$, según la ecuación (173), es

$$k=\frac{\Delta}{d}\cdot\frac{1}{\frac{c_1-\mu_1}{E_1}+\frac{c_2+\mu_2}{E_2}}.$$

Transformemos esta ecuación del modo siguiente

$$k=\frac{\Delta E_2}{d}\cdot\frac{1}{(c_1-\mu_1)\frac{E_2}{E_1}+c_2+\mu_2}. \quad (190)$$

Después de la sustitución de este valor de $k$, las ecuaciones (176) y (179) adquieren la forma

$$\sigma_1=\frac{\Delta E_2}{d}\cdot\frac{2}{1-a_1^2}\cdot\frac{1}{(c_1-\mu_1)\frac{E_2}{E_1}+c_2+\mu_2}; \quad (191)$$

$$\sigma_2=\frac{\Delta E_2}{d}\cdot\frac{2}{1-a_2^2}\cdot\frac{1}{(c_1-\mu_1)\frac{E_2}{E_1}+c_2+\mu_2}. \quad (192)$$

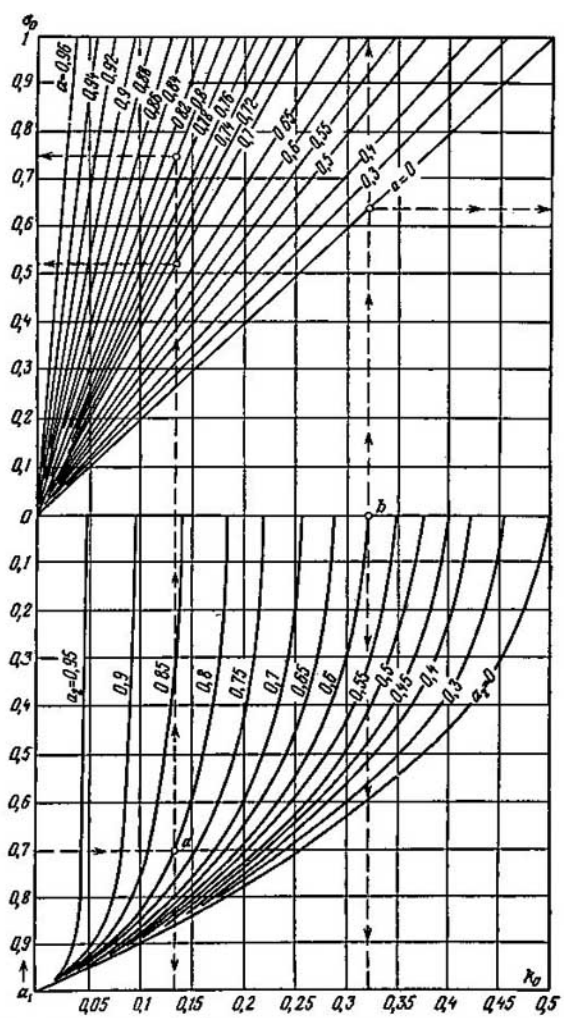


**Fig. 329.** Diagrama para calcular las uniones a presión (caso de piezas ejecutadas de igual material)

**Relación $E_2/E_1$ para las combinaciones posibles de los materiales en las uniones a presión**

| Material de la pieza interna | Material de la pieza externna | | | |
|---|---|---|---|---|
| | aceros | fundiciones | aleaciones a base de aluminio | bronces |
| Aceros | **1** | **0,38** | **0,33** | 0,53 |
| Fundiciones | **2,6** | **1** | 0,9 | 1,38 |
| Aleaciones a base de aluminio | **2,9** | **1,1** | **1** | 1,52 |
| Bronces | **1,9** | **0,73** | **0,65** | **1** |

En la tabla 34 se insertan las relaciones $E_2/E_1$ para distinta combinación de los materiales (se ha aceptado: para el acero $E = 21\,000$ kgf/mm², fundición $E = 8000$ kgf/mm², aleaciones a base de aluminio $E = 7200$ kgf/mm², bronce $E = 11\,000$ kgf/mm²).

Con caracteres gruesos se destacan los valores $E_2/E_1$ de las combinaciones que tienen aplicación práctica. Para estas combinaciones se han construido los diagramas calculados (figs. 330—334) sobre la base de las ecuaciones (190) — (192). Al confeccionar los diagramas se ha aceptado para la fundición $\mu = 0,15$, para todos los demás materiales $\mu = 0,3$. Estos diagramas junto con el diagrama de la figura 329 ($E_2/E_1 = 1$) abarcan todos los casos de uniones a presión que prácticamente se encuentran.

Aportemos algunos ejemplos de cálculo. Para simplificar realicemos el cálculo por las apreturas, la *media* para el tipo dado de ajuste. Durante el diseño, el cálculo se debe realizar por los *límites extremos de las apreturas* (véase la pág. 556).

**Enmangado de piezas de acero en piezas de fundición** (fig. 330). Una columna hueca de acero con diámetro exterior de $d = 100$ mm e interior $d_1 = 70$ mm ($a_1 = 0,7$) está enmangada en el cubo de una bancada de fundición. El diámetro exterior del cubo $d_2 = 125$ mm ($a_2 = 0,8$). Se ha empleado el ajuste $Pr2_{2a}$ (la apretura media $\Delta = 170\mu$). La superficie de encaje de la columna se ha mecanizado con una pureza de $\nabla 8$ ($R_{z1} = 3,2\mu$), el agujero, con una pureza de $\nabla 7$ ($R_{z2} = 6,3\mu$); $R_{z1} + R_{z2} = 9,5\mu$.

$$\frac{\Delta E_2}{d} = \frac{(170-9,5)\,8000}{1000 \cdot 100} = 12,7 \text{ kgf/mm}^2.$$

Por los valores de $a_1 = 0,7$ y $a_2 = 0,8$ (punto $a$) hallamos en el diagrama $k_0 = 0,175$. La presión

$$k = 0,175 \cdot 12,7 = 2,2 \text{ kgf/mm}^2.$$

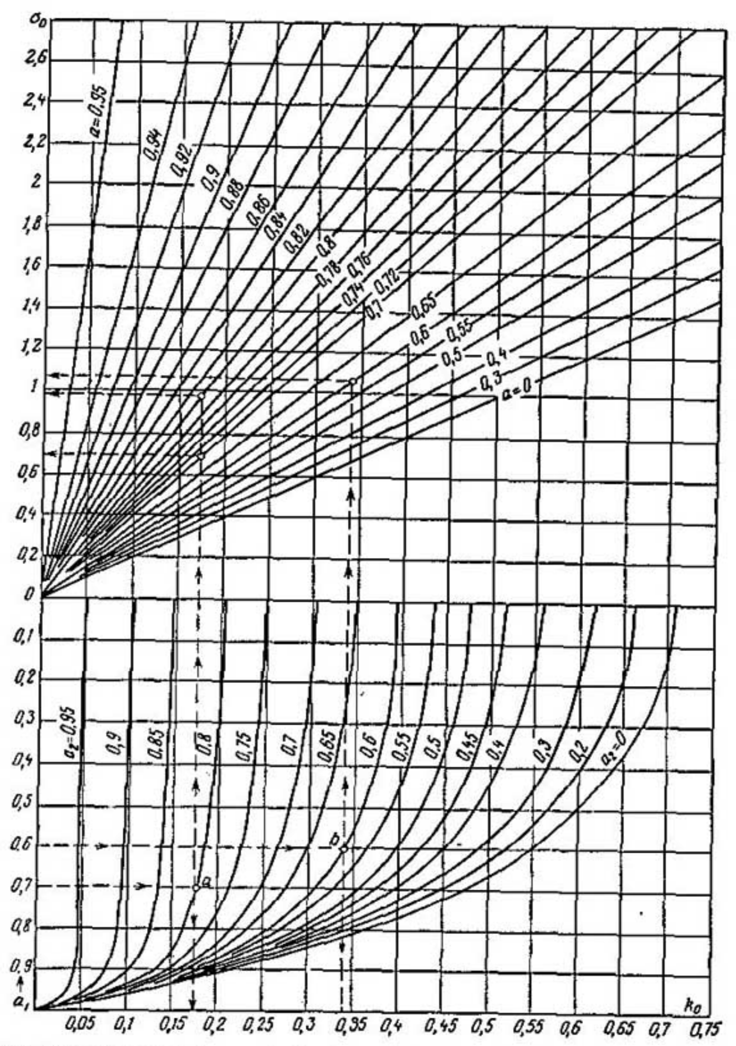



**Fig. 330.** Diagrama para calcular las uniones a presión (caso de enmangado de piezas de acero en piezas de fundición)

Por los valores de $k_0 = 0{,}175$; $a_1 = 0{,}7$ y $a_2 = 0{,}8$ hallamos $\sigma_{01} = 0{,}69$ y $\sigma_{02} = 0{,}98$.
Las tensiones

$$\sigma_1 = 0{,}69 \cdot 12{,}7 = 8{,}8 \text{ kgf/mm}^2;$$
$$\sigma_2 = 0{,}98 \cdot 12{,}7 = 12{,}4 \text{ kgf/mm}^2.$$

Disminuyamos el diámetro interior de la columna hasta 60 mm ($a_1 = 0{,}6$) y aumentemos el diámetro exterior del cubo hasta 165 mm ($a_2 = 0{,}6$). En este caso, (punto *b*) $k_0 = 0{,}34$ y $\sigma_{01} = \sigma_{02} = 1{,}06$. Por consiguiente,

$$k = 0{,}34 \cdot 12{,}7 = 4{,}3 \text{ kgf/mm}^2;$$
$$\sigma_1 = \sigma_2 = 1{,}06 \cdot 12{,}7 = 13{,}5 \text{ kgf/mm}^2.$$

La resistencia mecánica de la unión aumenta $\frac{4{,}3}{2{,}2} \approx 2$ veces, las tensiones en la columna y cubo crecen respectivamente en $\frac{13{,}5}{8{,}8} - 1$ ($\approx$ un 50%) y $\frac{13{,}5}{12{,}4} - 1$ ($\approx$ un 10%).

**Enmangado de piezas de acero en piezas de aleaciones a base de aluminio** (fig. 331). Un árbol hueco con $d = 100$ mm y $d_1 = 70$ mm ($a_1 = 0{,}7$) se ha enmangado en el cubo de una pieza tipo armazón fundida de aleación a base de aluminio. El diámetro exterior del cubo es $d_2 = 150$ mm ($a_2 = 0{,}65$). Se ha empleado el ajuste $Pr2_{2a}$ ($\Delta = 170\mu$). La pureza del mecanizado del árbol es $\nabla 8$ ($R_{z1} = 3{,}2\mu$), del agujero $\nabla 7$ ($R_{z2} = 6{,}3\mu$); $R_{z1} + R_{z2} = 9{,}5\mu$.

$$\frac{\Delta E_2}{d} = \frac{(170 - 9{,}5)\, 7200}{1000 \cdot 100} = 11{,}5 \text{ kgf/mm}^2.$$

Por el diagrama, para $a_1 = 0{,}7$ y $a_2 = 0{,}65$ (punto *a*), hallamos $k_0 = 0{,}275$; $\sigma_{01} = 1{,}09$; $\sigma_{02} = 0{,}92$.
Por consiguiente,

$$k = 0{,}275 \cdot 11{,}5 = 3{,}15 \text{ kgf/mm}^2;$$
$$\sigma_1 = 1{,}09 \cdot 11{,}5 = 12{,}5 \text{ kgf/mm}^2;$$
$$\sigma_2 = 0{,}92 \cdot 11{,}5 = 10{,}6 \text{ kgf/mm}^2.$$

Las tensiones $\sigma_2$ en el cubo exceden el límite de fluencia a la tracción de las aleaciones de fundición a base de aluminio ($\sigma_{0,2} = 10$ kgf/mm²). Para disminuir las tensiones se aplica un ajuste con menor apretura $Pr1_{2a}$ ($\Delta = 90\mu$).

$$\frac{\Delta E_2}{d} = \frac{(90 - 9{,}5)\, 7200}{1000 \cdot 100} = 5{,}8 \text{ kgf/mm}^2.$$

Las magnitudes $k$, $\sigma_1$ y $\sigma_2$ disminuyen en la relación $\frac{5{,}8}{11{,}5} \approx 0{,}5$. La tensión $\sigma_2$ adquiere la magnitud aceptable $\sigma_2 = 0{,}5 \cdot 10{,}6 = 5{,}3$ kgf/mm².

Examinemos ahora el caso de enmangado de un disco hecho de aleación a base de aluminio forjada sobre un árbol hueco de acero con diámetro exterior $d = 100$ mm e interior $d_1 = 70$ mm ($a_1 = 0{,}7$). El disco puede considerarse como una pieza maciza ($a_2 = 0$). Se emplea el ajuste $Pr$ ($\Delta = 0{,}65\mu$). Este árbol se ha mecanizado con una pureza de $\nabla 9$ ($R_{z1} = 1{,}6\mu$), el agujero, con una pureza de $\nabla 8$ ($R_{z2} = 3{,}2\mu$); $R_{z1} + R_{z2} = 4{,}8\mu$.

$$\frac{\Delta E_2}{d} = \frac{(65 - 4{,}8)\, 7200}{1000 \cdot 100} = 4{,}3 \text{ kgf/mm}^2.$$

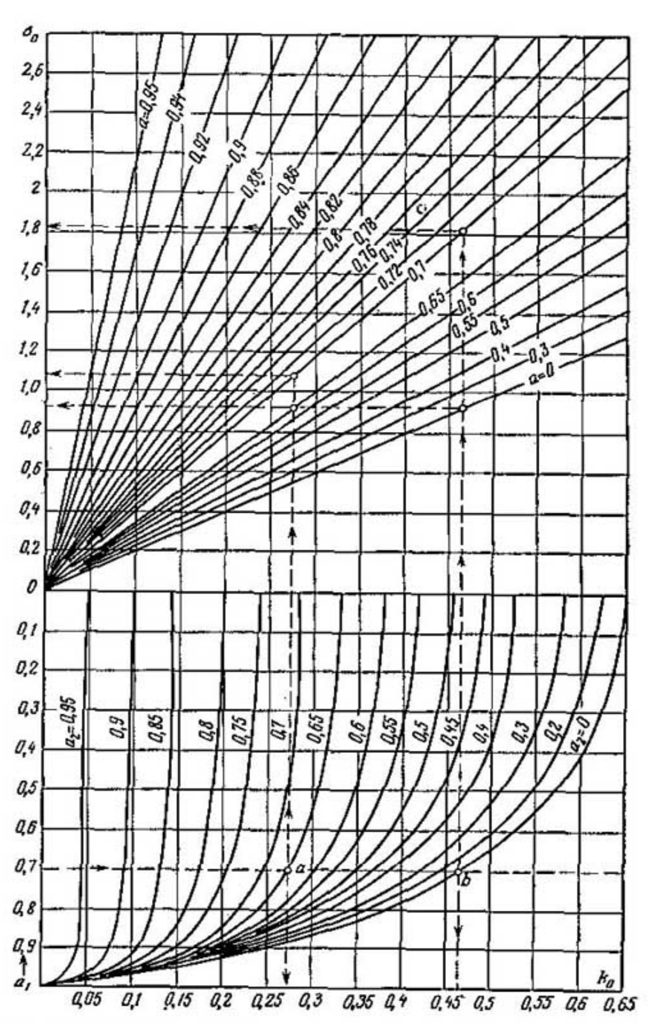



Fig. 331. Diagrama para calcular uniones a presión (caso de enmangado de piezas de acero en piezas de aleaciones a base de aluminio)

Por el diagrama (punto $b$) hallamos $k_0 = 0,465$; $\sigma_{01} = 1,82$; $\sigma_{02} = 0,92$. Por consiguiente

$$k = 0,465 \cdot 4,3 = 2 \text{ kgf/mm}^2;$$

$$\sigma_1 = 1,82 \cdot 4,3 = 8 \text{ kgf/mm}^2;$$

$$\sigma_2 = 0,92 \cdot 4,3 = 4 \text{ kgf/mm}^2.$$

Supongamos que el disco, al trabajar se caliente hasta 100° C en comparación con la temperatura de montaje; el árbol queda frío. Para el coeficiente de dilatación lineal de la aleación a base de aluminio $\alpha_2 = 22 \cdot 10^{-6}$, el diámetro del agujero con el calentamiento crece en la magnitud

$$\Delta t = \alpha_2 t d \cdot 10^3 = \frac{22 \cdot 100 \cdot 100 \cdot 10^3}{10^6} = 220\mu.$$

La apretura a presión inicial se pierde; en la unión surge una holgura de $220 - (65 - 4,8) = 160\mu$.

Para mantener el centrado conviene aplicar un ajuste con apretura más alta, por ejemplo el $Pr2_{2a}$ ($\Delta = 180\mu$). Entonces en la unión, durante el calentamiento, se produce un huelgo igual a $220 - (180 - 4,8) = 45\mu$, con el cual no se altera el centrado.

Con una apretura de $180\mu$

$$\frac{\Delta E_2}{d} = \frac{(180 - 4,8)\, 7200}{1000 \cdot 100} = 12,6 \text{ kgf/mm}^2.$$

Las magnitudes $k$, $\sigma_1$ y $\sigma_2$ aumentan en la relación $\frac{12,6}{4,3} \approx 3$. La tensión $\sigma_2$ en el cubo del disco (en frío) resulta igual a $\sigma_2 = 3 \cdot 4 = 12 \text{ kgf/mm}^2$, lo que es aceptable para la aleación a base de aluminio forjada.

**Enmangado de piezas de bronce en piezas de acero** (fig. 332). Un manguito ejecutado de bronce de estaño con diámetro exterior $d = 40$ mm e interior $d_1 = 35$ mm ($a_1 = 0,87$), se ha enmangado en un cubo de acero con diámetro exterior $d_2 = 53$ mm ($a_2 = 0,75$). El ajuste es $Pr2_{2a}$ ($\Delta = 80\mu$). La superficie de encaje del manguito se ha mecanizado con una pureza de $\nabla 9$ ($R_{z1} = 1,6\mu$), la del cubo, de $\nabla 8$ ($R_{z2} = 3,2\mu$); $R_{z1} + R_{z2} = 4,8\ \mu$.

$$\frac{\Delta E_2}{d} = \frac{(80 - 4,8)\, 21\,000}{1000 \cdot 40} = 40 \text{ kgf/mm}^2.$$

Por el diagrama, para $a_1 = 0,87$ y $a_2 = 0,75$ (punto $a$), hallamos $k_0 = 0,06$; $\sigma_{01} = 0,5$ y $\sigma_{02} = 0,27$.

Por consiguiente,

$$k = 0,06 \cdot 40 = 2,4 \text{ kgf/mm}^2;$$

$$\sigma_1 = 0,5 \cdot 40 = 20 \text{ kgf/mm}^2;$$

$$\sigma_2 = 0,27 \cdot 40 = 10,8 \text{ kgf/mm}^2.$$

La tensión $\sigma_1$ en el manguito excede el límite de fluencia del bronce de estaño a la compresión ($\sigma_{02} = 15 \text{ kgf/mm}^2$).

Disminuyamos el diámetro interior del manguito hasta $d_1 = 30$ mm ($a_1 = 0,75$). Por el diagrama (punto $b$) hallamos $k_0 = 0,1$; $\sigma_{01} = \sigma_{02} = 0,46$.

Por consiguiente,

$$k = 0,1 \cdot 40 = 4 \text{ kgf/mm}^2;$$

$$\sigma_1 = \sigma_2 = 0,46 \cdot 40 = 18,4 \text{ kgf/mm}^2.$$

Como se ve, el aumento del espesor de las paredes del manguito ayuda poco; la tensión disminuye sólo en un 8% y sigue siendo mayor que el límite de fluencia del material.

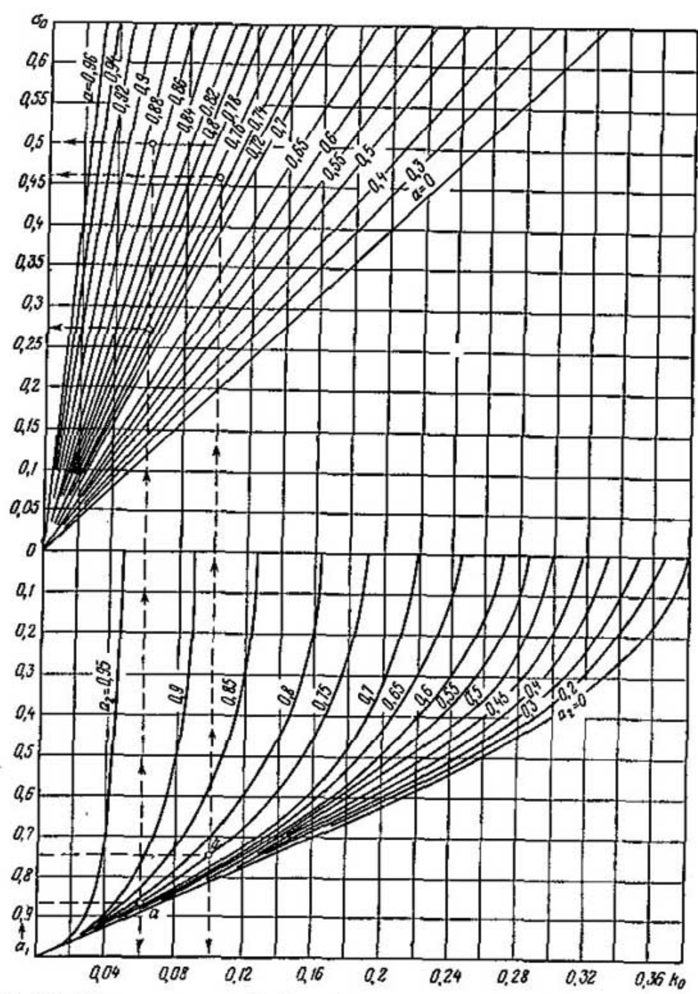


**Fig. 332. Diagrama para calcular uniones a presión (caso de enmangado de piezas de bronce en piezas de acero)**

Tampoco resuelve el problema la disminución del espesor de las paredes del cubo. Supongamos que $a_2 = 0{,}85$ ($d_2 = 47$ mm). Por el diagrama hallamos $\sigma_{01} = 0{,}35$, de donde $\sigma_1 = 0{,}35 \cdot 40 = 14$ kgf/mm².

Disminuyamos la apretura. Apliquemos el ajuste $Pr1_{2a}$ ($\Delta = 50\mu$). Entonces, la apretura efectiva disminuye en la relación $\frac{50-4{,}8}{80-4{,}8} = 0{,}6$; la tensión en el manguito (para el valor inicial de $a_1 = 0{,}87$) adquiere la magnitud aceptable $\sigma_1 = 0{,}6 \cdot 20 = 12$ kgf/mm² y siendo $a_2 = 0{,}85$ resulta igual a $\sigma_1 = 0{,}6 \cdot 14 = 8{,}4$ kgf/mm².

Supongamos ahora que la unión se somete, durante el trabajo, al calentamiento a 100° C. El coeficiente de dilatación lineal del bronce es $\alpha_1 = 18 \cdot 10^{-6}$, el del acero es $\alpha_2 = 11 \cdot 10^{-6}$. La apretura de temperatura es

$$\Delta_t = 1000 \cdot 100 \cdot 40\,(18-11) \cdot 10^{-6} = 28\mu.$$

La apretura en la unión es $\Delta = 50-4{,}8+28 = 75\mu$.

La presión específica y las tensiones aumentan $\frac{73}{50-4{,}8} = 1{,}6$ veces. Para el manguito con $a_1 = 0{,}87$ la tensión resulta igual a $\sigma_1 = 1{,}6 \cdot 12 = 19$ kgf/mm² y, como antes, excede el límite de fluencia del material

Apliquemos el ajuste $Pr$ ($\Delta = 40\mu$). En comparación con el caso anterior la apretura efectiva disminuye en la relación $\frac{40-4{,}8}{73} = 0{,}49$ y la tensión en el manguito adquiere la magnitud aceptable $\sigma_1 = 0{,}49 \cdot 19 = 9{,}3$ kgf/mm².

**Enmangado de piezas de bronce en piezas de fundición** (fig. 333). Un manguito de bronce con los mismos parámetros que en el ejemplo anterior ($d = 40$ mm, $a_1 = 0{,}87$) se ha enmangado en un cubo de fundición ($a_2 = 0{,}75$). El ajuste es $Pr2_{2a}$ ($\Delta = 80\mu$). La pureza del mecanizado es también la misma $R_{z1} + R_{z2} = 4{,}8$).

$$\frac{\Delta E_2}{d} = \frac{(80-4{,}8)\,8000}{40} = 15 \text{ kgf/mm}^2.$$

Por el diagrama, para $a_1 = 0{,}87$ y $a_2 = 0{,}75$ (punto $a$), hallamos $k_0 = 0{,}108$; $\sigma_{01} = 0{,}91$ y $\sigma_{02} = 0{,}5$.

Por consiguiente,

$$k = 0{,}11 \cdot 15 = 1{,}65 \text{ kgf/mm}^2;$$

$$\sigma_1 = 0{,}91 \cdot 15 = 13{,}6 \text{ kgf/mm}^2;$$

$$\sigma_2 = 0{,}5 \cdot 15 = 7{,}5 \text{ kgf/mm}^2.$$

Gracias a la magnitud menor del módulo de elasticidad de la fundición, aquí las tensiones son considerablemente menores que en el caso de enmangado del manguito en una pieza de acero (ejemplo anterior). Sin embargo, las tensiones en el manguito son próximas al límite de fluencia del bronce. Empleamos el ajuste $Pr1_{2a}$ ($\Delta = 50\mu$). Entonces la apretura efectiva disminuye en la relación $\frac{50-4{,}9}{80-4{,}8} = 0{,}6$ y la tensión en el manguito resulta igual a $\sigma_1 = 0{,}6 \cdot 13{,}6 = 8{,}2$ kgf/mm².

Supongamos que la unión se calienta hasta 100° C durante el trabajo. Surge una apretura de temperatura igual según el cálculo anterior a $28\mu$ (el coeficiente de dilatación lineal de la fundición es aproximadamente el mismo que el del acero). Conforme al cálculo anterior, la tensión en el manguito aumenta 1,6 veces y resulta igual a $\sigma_1 = 1{,}6 \cdot 8{,}2 = 13$ kgf/mm² (en comparación con $\sigma_1 = 19$ kgf/mm², como al calentarse en el caso de cubo de acero). No obstante, también en este caso es mejor disminuir aún más la apretura. Apliquemos el ajuste $Pr$. Entonces conforme al cálculo anterior, la tensión disminuye en la relación de 0,49 y resulta igual a $\sigma_1 = 0{,}49 \cdot 13 = 6{,}4$ kgf/mm² (en comparación con $\sigma_1 = 9{,}3$ kgf/mm² para el cubo de acero).

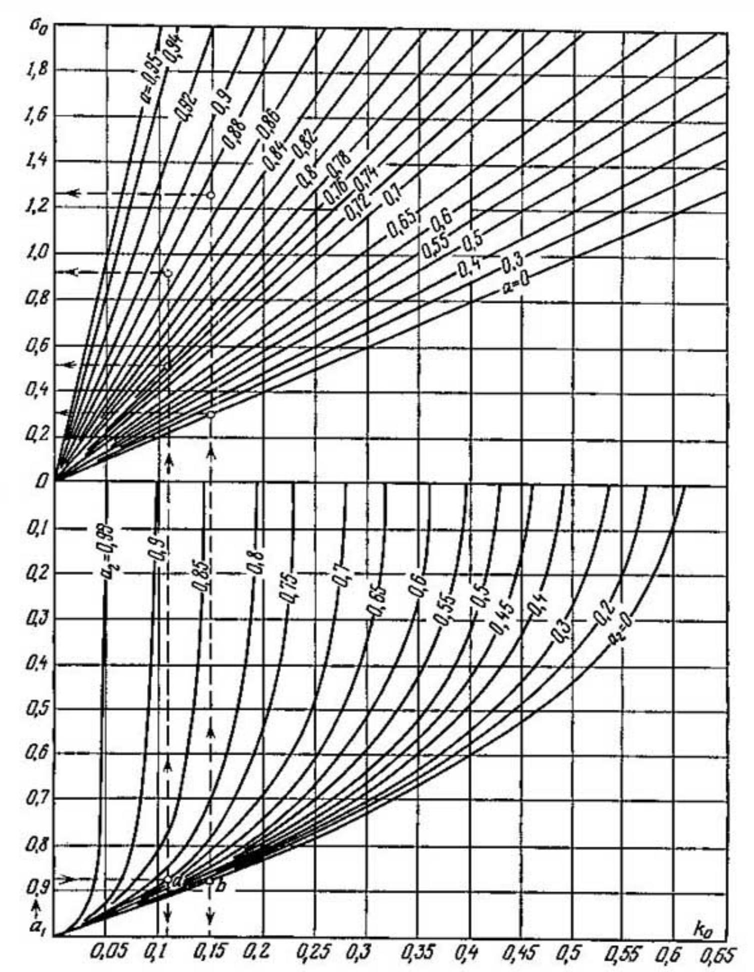



**Fig. 333.** Diagrama para calcular uniones a presión (caso de enmangado de piezas de bronce en piezas de fundición)

Tomemos ahora el caso de una pieza de fundición maciza ($a_2 = 0$). Los parámetros del manguito son los mismos que antes ($a_1 = 0{,}87$). Aplicamos el ajuste *Pr* ($\Delta = 40\mu$). Por el diagrama (punto *b*) hallamos $k_0 = 0{,}15$; $\sigma_{01} = 1{,}25$ y $\sigma_{02} = 0{,}3$.

$$\frac{\Delta E_2}{d} = \frac{(40-4{,}8)\,8000}{1000\cdot 40} = 7 \text{ kgf/mm}^2.$$

Por consiguiente,

$$k = 0{,}15\cdot 7 = 1{,}05 \text{ kgf/mm}^2;$$

$$\sigma_1 = 1{,}25\cdot 7 = 8{,}7 \text{ kgf/mm}^2;$$

$$\sigma_2 = 0{,}3\cdot 7 = 2{,}1 \text{ kgf/mm}^2.$$

Admitamos que el manguito se calienta a 60° C en el período de arranque; la temperatura del cuerpo no varía. En la unión surge la apretura de temperatura

$$\Delta_t = 1000\cdot 18\cdot 10^{-6}\cdot 60\cdot 40 = 43\mu.$$

La apretura efectiva resulta igual a $40-4{,}8+43 \approx 78\mu$. Las tensiones aumentan en la relación de $\frac{78}{40-4{,}8} = 2{,}2$. Por consiguiente, la tensión en el manguito $\sigma_1 = 2{,}2\cdot 8{,}7 \approx 19$ kgf/mm², es decir, excede el límite de fluencia del material. Es evidente, que en este caso, la apretura inicial *Pr* es grande.

Apliquemos el ajuste *Pl* ($\Delta = 25\mu$). Entonces la apretura efectiva durante el calentamiento resulta igual a $25-4{,}8+43 = 63\mu$ y las tensiones disminuyen en la relación de $\frac{63}{78} = 0{,}8$. La tensión en el manguito en caliente es $0{,}8\cdot 19 \approx 15$ kgf/mm², lo que es aceptable. El manguito en este caso se debe asegurar contra el giro.

**Enmangado de piezas de bronce en piezas de aleaciones a base de aluminio** (fig. 334). Un manguito de bronce se ha enmangado en una pieza maciza tipo armazón hecha de aleación a base de aluminio ($a_2 = 0$). Los parámetros del manguito son los mismos que en el ejemplo anterior ($d = 40$ mm, $a_1 = 0{,}87$). Adoptemos el ajuste *Pr* ($\Delta = 40\mu$). La pureza del mecanizado también es la misma ($R_{z1} + R_{z2} = 4{,}8\mu$). Por el diagrama, para $a_1 = 0{,}87$ y $a_2 = 0$ (punto *a*), hallamos $k_0 = 0{,}175$; $\sigma_{01} = 1{,}45$ y $\sigma_{02} = 0{,}35$.

$$\frac{\Delta E_2}{d} = \frac{(40-4{,}8)\,7200}{1000\cdot 40} = 6{,}4 \text{ kgf/mm}^2.$$

Por consiguiente,

$$k = 0{,}175\cdot 6{,}4 = 1{,}1 \text{ kgf/mm}^2;$$

$$\sigma_1 = 1{,}45\cdot 6{,}4 = 9{,}3 \text{ kgf/mm}^2;$$

$$\sigma_2 = 0{,}35\cdot 6{,}4 = 2{,}2 \text{ kgf/mm}^2.$$

Supongamos que la unión se calienta a 100° C durante el trabajo. El diámetro del manguito aumenta en $1000\cdot 18\cdot 10^{-6}\cdot 100\cdot 40 = 72\,\mu$. El diámetro del agujero (siendo el coeficiente de dilatación lineal de la aleación a base de aluminio $\alpha_2 = 22\cdot 10\cdot 10^{-6}$) aumenta en $1000\cdot 22\cdot 10^{-6}\cdot 100\cdot 40 = 88\,\mu$. Por consiguiente, la apretura inicial disminuye en $88-72 = 16\,\mu$ y resulta igual a $40-4{,}8-16 \approx 19\,\mu$. El manguito debe ser fijado contra el giro.

### 11.0.8 Cálculo probabilístico de las uniones a presión

La metodología del cálculo por los límites extremos de las tolerancias para la fabricación de un árbol y un agujero no tiene en cuenta las leyes de la dispersión y las frecuencias del reparto de las dimensiones. La probabilidad de aparecer en la producción árboles y agu-

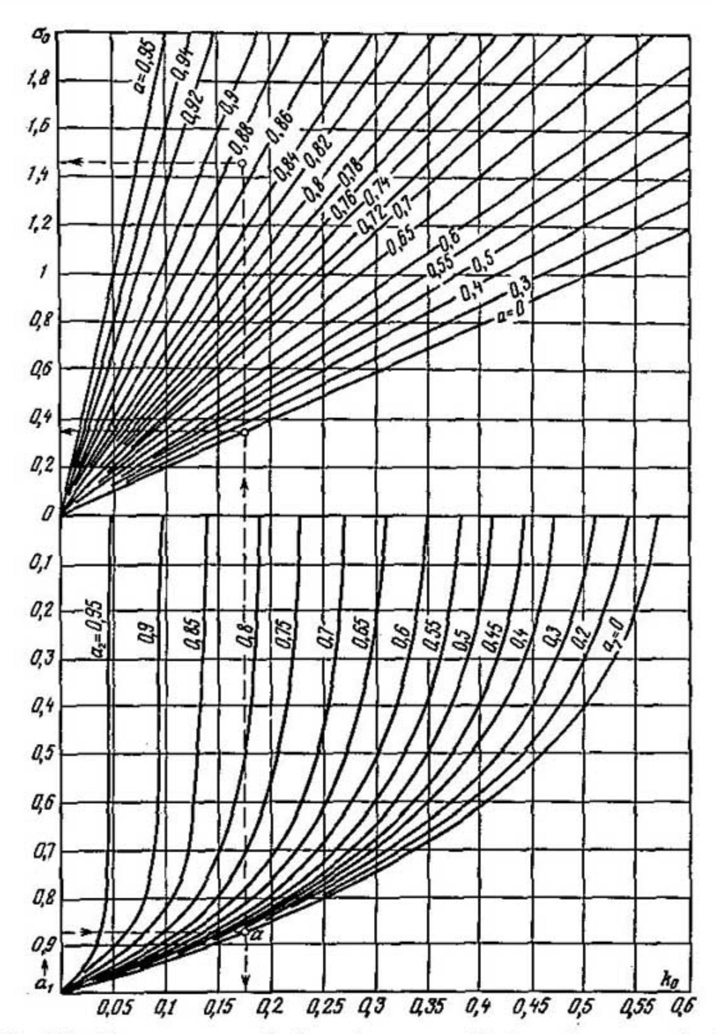



Fig. 334. Diagrama para calcular uniones a presión (caso de enmangado de piezas de bronce en piezas de aleaciones a base de aluminio)

jeros con dimensiones límites, como regla general, es muy pequeña. Aún menor es la probabilidad de *combinar* los árboles y agujeros con dimensiones límites.

En muchos casos el reparto de las dimensiones puede expresarse por la curva de la distribución normal de Gauss que se construye en las coordenadas; dimensiones, frecuencia de aparición de las dimensiones (fig. 335). La ecuación de la curva (con centro de las coordenadas en el eje de simetría) es:

$$y = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}},$$

donde $\sigma$ es la desviación cuadrática media de las dimensiones;

$e = 2{,}718$ es la base de los logaritmos naturales.

Las ordenadas $y$ representan la probabilidad de aparición de cada dimensión dada. El área de la curva es numéricamente igual a la unidad (100% de las piezas). La ordenada máxima es

$$y_{\text{máx}} = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \approx \frac{0{,}4}{\sigma}.$$

Las ramas de la curva se aproximan asintóticamente al eje de abscisas. La curva tiene dos puntos de inflexión: a la distancia $+\sigma$ y $-\sigma$ del eje de simetría. Las ordenadas de estos puntos son

$$y_\sigma = \frac{y_{\text{máx}}}{\sqrt{e}} \approx 0{,}6 y_{\text{máx}} \approx \frac{0{,}24}{\sigma}.$$

Fig. 335. Curva de distribución normal de Gauss

Con esta ley de distribución en el intervalo $\pm\sigma$ se encuentran el 68% de todas las piezas, en el intervalo $\pm 1{,}5\sigma$, el 87%, en el intervalo $\pm 2\sigma$, el 95% y en el intervalo $\pm 3\sigma$, el 99,73%. Para fines prácticos se limita la curva por los límites $\pm 3\sigma$. En este caso el intervalo $\pm 3\sigma$ puede tomarse igual al campo de la tolerancia $\delta$, es decir, $\delta = 6\sigma$ y utilizar la curva para calcular la probabilidad de la aparición de las dimensiones en los límites del campo de la tolerancia.

El tanto por ciento de las piezas que vienen a parar a los puntos extremos de la curva, a la distancia $\pm x_1$ del origen de coordenadas, se expresa por la relación $\nu$, de las áreas rayadas en el gráfico al área de toda la curva aceptada como el 100%. Conforme a la ecuación de la curva de Gauss

$$\nu = 1 - \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{+x_1}^{-x_1} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} dx.$$

Introduciendo la designación $z = \frac{x}{\sigma}$, obtenemos

$$\nu = 1 - \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{+z_1}^{-z_1} e^{-\frac{z^2}{2}} dz.$$

La función integral de esta expresión se inserta en forma de tablas en los manuales que se refieren a la teoría de las probabilidades.

En la tabla dada a continuación (segunda columna) se insertan los valores de $\nu$ en función de la magnitud $Z$ que representa la relación de la suma de los segmentos $2z_1$ a la base $6\sigma$ de la curva $\left(Z = \frac{z_1}{3\sigma}\right)$:

| $Z$ | $\nu$ | $\nu^2$ | % de riesgo |
|---|---|---|---|
| 0,9 | 0,0069 | 0,000048 | 0,0048 |
| 0,8 | 0,0164 | 0,00027 | 0,027 |
| 0,7 | 0,0357 | 0,00127 | 0,127 |
| 0,6 | 0,0719 | 0,00517 | 0,517 |
| 0,5 | 0,1336 | 0,01783 | 1,78 |

La probabilidad de aparición de las *combinaciones* de las piezas con dimensiones correspondientes a los valores dados de $Z$, conforme a la teoría de las probabilidades es igual al cuadrado de $\nu$.

*Tabla 35*

**Resultados del cálculo de las uniones a presión**

| Indices | Cálculo por los valores | |
|---|---|---|
| | nominales | probabilísticos |
| Apretura máxima, en $\mu$ | 58,6 | 48,6 |
| Apretura mínima, en $\mu$ | 8,6 | 18,6 |
| Fuerza del enmangado (por la apretura máxima), en kgf | 8500 | 7200 |
| Resistencia mecánica de la unión (por la apretura mínima): | | |
| a la cizalladura $P_{ax}$, en kgf | 1250 | 2750 |
| a la torsión $M_{tor}$, en kgfm | 50 | 110 |
| Tensiones (por la apretura máxima): | | |
| en el árbol $\sigma_1$, en kgf/mm² | 8,6 | 7,1 |
| en el cubo $\sigma_2$, en kgf/mm² | 15,3 | 12,7 |

Los valores $\nu^2$ en tanto por ciento representan el *porcentaje de riesgo*, es decir, la posibilidad de aparecer combinaciones en los límites que exceden de $Z$ (fig. 336).

Para los valores de $Z > 0,5$ el porcentaje de riesgo es muy insignificante. Así, siendo $Z = 0,7$ en cada 1000 uniones es posible la aparición aproximadamente de una unión con los parámetros que

salen fuera del límite de los prefijados, y siendo $Z = 0{,}6$, aproximadamente cinco uniones.

De aquí se deduce que puede reducirse con muy poco riesgo el campo previsto de las tolerancias, tomándolo igual a $Z\delta$ e introduciendo en el cálculo, en lugar de las desviaciones extremas nominales $\Delta_{mín}$ y $\Delta_{máx}$ las desviaciones probabilísticas

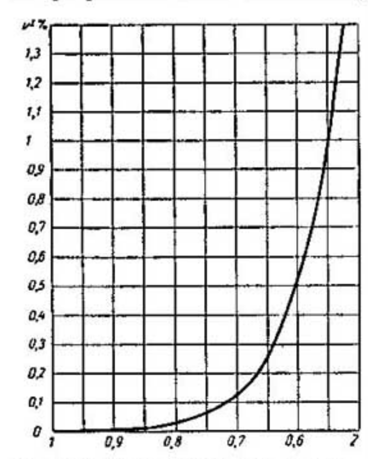


Fig. 336. Tanto por ciento de riesgo, en función de la magnitud Z.

$$\Delta'_{mín} = \Delta_{mín} + \frac{\delta(1-Z)}{2}$$

y

$$\Delta'_{máx} = \Delta_{máx} - \frac{\delta(1-Z)}{2},$$

donde $Z$ es la magnitud encerrada en los límites de 0,9—0,5 según sea el porcentaje de riesgo aceptado.

Realicemos el cálculo numérico comparativo de una unión a presión por los métodos ordinario y probabilístico. Tomemos una unión que conste de un árbol macizo de acero de 80 mm de diámetro y un manguito de acero de 120 mm de diámetro exterior. La longitud de la unión $l = 80$ mm. El ajuste es $A/Pr$. La pureza del mecanizado de las superficies del árbol y el agujero es $\nabla 8$ ($R_z = 3{,}2\ \mu$). Las tolerancias en las dimensiones: del agujero $+30\ \mu$; del árbol; la inferior $+45\ \mu$, la superior $+65\ \mu$. El coeficiente de rozamiento $f = 0{,}1$.

Las apreturas nominales son: la máxima $65 - 0 = 65\ \mu$, la mínima $45 - 30 = 15\ \mu$. Con coeficiente de aplastamiento de las microirregularidades de $0{,}5\ \mu$, la corrección al aplastamiento será $6{,}4\ \mu$. La apretura efectiva máxima es igual a $65 - 6{,}4 = 58{,}6\ \mu$, la mínima $15 - 6{,}4 = 8{,}6\ \mu$.

Para el cálculo probabilístico tomemos $Z = 0{,}6$ (el porcentaje de riesgo es 0,517%). La magnitud $\frac{1-Z}{2} = 0{,}2$. Las desviaciones probabilísticas de las dimensiones son: del agujero, la mínima $0 + 30 \cdot 0{,}2 = 6\ \mu$, la máxima $30 - 30 \cdot 0{,}2 = 24\ \mu$; del árbol, la máxima $65 - 20 \cdot 0{,}2 = 61\ \mu$, la mínima $45 + 20 \cdot 0{,}2 = 49\ \mu$. Las apreturas probabilísticas: la máxima $61 - 6 = 55\ \mu$, la mínima $49 - 24 = 25\ \mu$. Con la corrección al aplastamiento de las microirregularidades la apretura máxima es $55 - 6{,}4 = 48{,}6\ \mu$, la mínima es $25 - 6{,}4 = 18{,}6\ \mu$ (tabla 35).

Como se ve por la tabla 35, el cálculo por el método probabilístico conduce a índices más favorables, que al mismo tiempo son próximos a los parámetros verídicos de las uniones obtenidas en realidad.

La ley de distribución normal es válida en el terreno de un gran número de fenómenos y, por consiguiente, se verifica en las condiciones de producción en gran escala y, además, al mecanizar por opera-

ciones ajustadas. En la producción de piezas sueltas y en pequeños lotes se observan considerables desviaciones de esta ley, en primer lugar, en virtud del pequeño número de fenómenos y, en segundo lugar, en virtud de las particularidades del proceso de elaboración. En el mecanizado de piezas sueltas, el operador se atiene arbitrariamente al límite *inferior* de la tolerancia para el agujero y al límite *superior* para el árbol, orientándose por el lado *no pasante* de los calibres. Debido a esto, las dimensiones del agujero se obtienen por término medio más próximas al *mínimo* (nominal) y las del árbol más próximas al *máximo* (límite superior de la tolerancia). Los centros de agrupación en las curvas de reparto, se desplazan (fig. 337) y la probabilidad de la obtención de apretura máximas, crece.

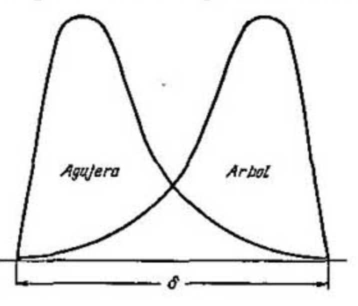



Fig. 337. Curvas de distribución con desplazamiento del centro de agrupación

La asimetría de la distribución de las dimensiones empieza periódicamente en la producción en gran escala, al realizar operaciones de mecanizado ya ajustadas. A medida que se desgasta la herramienta de corte las dimensiones de los agujeros resultan cada vez más próximas al mínimo y las del árbol, al máximo. La periodicidad del fenómeno depende de la frecuencia de reajuste de las operaciones y no existe sólo en el caso de reajuste automático. Es difícil establecer en la forma general, las leyes de cambio de la dispersión.

Cabe además señalar que cualquier cálculo probabilístico da cifras *medias* de la distribución esperada de las dimensiones en un largo intervalo de tiempo para las grandes partidas de artículos. No se excluye la posibilidad de la condensación provisional de las combinaciones poco probabilísticas de las dimensiones, como resultado de lo cual aparecerán partidas relativamente grandes de uniones defectuosas, aunque el nivel medio del riesgo referido a partidas muy grandes, permanece en los límites del calculado.

Todo esto limita el valor del método de cálculo probabilístico.

Al diseñar uniones a presión es más correcto observar, en límites estrechos, las magnitudes de la apretura que asegura la capacidad de trabajo de la unión y al mismo tiempo que no provoca altas tensiones en las piezas externa e interna. Pero esto es difícil en los sistemas existentes de ajustes a presión que se distinguen por una gran carrera de desviaciones. El procedimiento de *montaje selectivo* no es deseable, debido a que provoca complicaciones de producción. Como regla general, es mejor aplicar ajustes por la clase de precisión más alta, en particular, por la primera. No obstante, esta clase abarca una

gama limitada de apreturas. Lo mejor de todo es elaborar una *clase única de ajustes a presión* con campos disminuidos de tolerancias que abarque toda la gama de apreturas indispensables para la construcción de maquinaria.

### 11.0.9 Enmangado con calentamiento o enfriamiento de las piezas

El esfuerzo del enmangado puede alcanzar considerable magnitud, particularmente a grandes apreturas y dimensiones de las superficies de encaje. Este esfuerzo crece sucesivamente, a medida que avanza la pieza que se introduce a presión en el agujero y alcanza el máximo al final de la operación de enmangado. El esfuerzo máximo de enmangado puede determinarse por la expresión (171).

Determinemos el esfuerzo indispensable para el enmangado de un árbol macizo de acero ($a_1 = 0$) de diámetro $d = 100$ mm en un cubo de fundición, de 150 mm de longitud y de diámetro exterior $d_2 = 165$ mm ($a_2 = 0,6$) con el ajuste $Pr1_{2a}$ ($\Delta = 90$ μ).

Según el diagrama de la figura 330 para $a_1 = 0$ y $a_2 = 0,6$ la magnitud $k_0 = 0,39$. La presión específica es

$$k = k_0 \frac{\Delta E_2}{d} = 0,39 \frac{90 \cdot 8000}{1000 \cdot 100} = 2,8 \text{ kgf/mm}^2.$$

El esfuerzo máximo de enmangado es

$$P = kfF = 2,8 \cdot 0,1 \pi \cdot 100 \cdot 150 = 13\,000 \text{ kgf}.$$

Con el fin de facilitar el enmangado se emplea el calentamiento de la pieza externa o enfriamiento de la interna, así como lo uno y lo otro a la vez. Para el enmangado en piezas de grandes dimensiones tipo armazón sólo puede aplicarse el método de enfriamiento de la pieza interna.

La temperatura de calentamiento de la pieza externa indispensable para obtener una apretura cero es

$$t' - t_0 = \frac{\Delta}{d} \cdot \frac{1}{\alpha_2 \cdot 1000}, \tag{193}$$

donde $t$ y $t_0$ son respectivamente la temperatura de calentamiento y la del taller;

$\frac{\Delta}{d}$ es la apretura relativa en la unión;

$\alpha_2$ es el coeficiente de dilatación lineal del material de la pieza externa;

$d$ es el diámetro de la unión, en mm.

Análogamente, para el caso de enfriamiento de la pieza interna

$$t' + t_0 = \frac{\Delta}{d} \cdot \frac{1}{\alpha_1 \cdot 1000}, \tag{194}$$

donde $t'$ es la temperatura de enfriamiento.

Se debe tener en cuenta que el coeficiente $\alpha'$ de dilatación lineal disminuye a temperaturas negativas (véase la fig. 257).

Si en la fórmula (170) se hace aproximadamente $\Delta_{med} = \psi D$ y se toma $t_0 = 20$ °C, de las expresiones (193) y (194) pueden determinarse las temperaturas $t$ de calentamiento y $t'$ de enfriamiento indispensables para obtener la apretura cero al montar las uniones con distintos ajustes. Para el caso de piezas de acero y de fundición ($\alpha \approx 10^{-6}$) estas temperaturas son iguales a:

| *Ajuste* . . . | $Pr1_1$ | $Pr$ y $Pr2_1$ | $Pr1_3$ | $Pr1_{2a}$ | $Pc$ | $Pr2_3$ | $Pr2_{2a}$ | $Pr3_3$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| t en °C . . | 43 | 60 | 65 | 68 | 105 | 108 | 122 | 124 |
| t′ en °C . . | −8 | −30 | −36 | −40 | −86 | −90 | −105 | −110 |

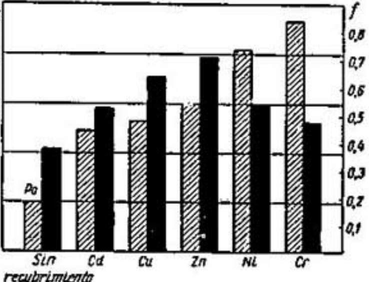
Habitualmente, para el enfriamiento se emplea ácido carbónico solidificado (temperatura de evaporación —80 °C); a un enfriamiento más profundo, es decir, nitrógeno líquido (—196 °C) y oxígeno (—183 °C).

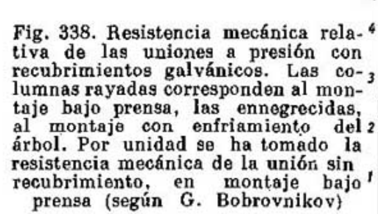
Se debe tener en cuenta que las piezas calentadas se enfrían en el intervalo de tiempo indispensable para transportarlas desde el horno y colocarlas bajo la prensa. Durante el enmangado la temperatura del cubo calentado cae rápidamente, debido al contacto que hace con el árbol frío. Por eso, las temperaturas calculadas del calentamiento hay que elevarlas en la magnitud que depende del tiempo de transporte de la pieza y de la rapidez de las operaciones del prensado. Habitualmente, es suficiente un recalentamiento de la pieza a 30—50° C, en comparación con las temperaturas calculadas.

La temperatura de enfriamiento debe designarse teniendo en cuenta el recalentamiento de la pieza en el transporte y prensado.

### 11.0.10 Uniones a presión con recubrimientos galvánicos

La resistencia mecánica de las uniones a presión (resistencia a la cizalladura y al giro) puede considerablemente elevarse aplicando recubrimientos galvánicos en las superficies a unir. En la figura 338





Fig. 338. Resistencia mecánica relativa de las uniones a presión con recubrimientos galvánicos. Las columnas rayadas corresponden al montaje bajo prensa, las ennegrecidas, al montaje con enfriamiento del árbol. Por unidad se ha tomado la resistencia mecánica de la unión sin recubrimiento, en montaje bajo prensa (según G. Bobrovnikov)

se representan los resultados de los ensayos comparativos de las uniones a presión montadas con ajuste a presión $A/Pr$. En las superficies de encaje se aplicaron recubrimientos galvánicos de 0,01—

0,02 mm de espesor. Se ensambló la unión por medio de dos procedimientos: bajo prensa hidráulica y con enfriamiento del árbol en nitrógeno líquido. En el último caso entre las superficies que se unen, por el montaje, se formaba una holgura del orden de 0,05 mm por cada lado.

Por unidad de comparación se ha aceptado la magnitud del esfuerzo de cizalladura $P_0$ para la unión de control sin recubrimiento y montada bajo prensa hidráulica (sin enfriar el árbol).

Como se ve por el diagrama, la aplicación de recubrimientos aumenta bruscamente (2—4,5 veces) la resistencia mecánica de la unión. Otra conclusión consiste en que el montaje con enfriamiento del árbol garantiza una resistencia mecánica más elevada que el montaje bajo prensa. En el caso de unión sin recubrimiento, la resistencia mecánica en el montaje con enfriamiento crece 2 veces y en el caso de uniones con recubrimientos blandos (Cd, Cu, Zn), crece un 20—30% en comparación con el montaje bajo prensa.

La resistencia mecánica de las uniones con recubrimientos duros (Ni, Cr) en el montaje con enfriamiento es menor que la obtenida en el montaje bajo prensa.

La resistencia de coherencia con recubrimientos galvánicos, por lo visto aumenta como resultado del surgimiento de enlaces moleculares sólidos en las superficies de la junta. A un mantenimiento duradero en condiciones de presión elevada que existe en las superficies de contacto, se produce el proceso de difusión, es decir, de penetración recíproca de los átomos del metal de recubrimiento y del metal base con la formación de estructuras intermedias. En otras palabras, tiene lugar un proceso como de soldadura en frío de la unión. Los altos, próximos a la unidad, valores del coeficiente de rozamiento [ordenada de la derecha del diagrama (fig. 338)], observados en semejantes uniones son fáciles de explicar. El concepto de coeficiente de rozamiento, en su interpretación habitual mecánica, en estas condiciones pierde su sentido; la magnitud del coeficiente de rozamiento aquí refleja no tanto la resistencia al cizallamiento de una superficie respecto de la otra, como la resistencia al corte de la capa intermedia del metal vinculada con el metal de las piezas.

La resistencia mecánica reducida de las uniones montadas bajo prensa, se explica porque durante el enmangado se aplastan y se cortan las crestas de las microirregularidades. En el montaje con enfriamiento, las crestas quedan sin deterioro y después del calentamiento entran en las cavidades de las superficies conjugadas, elevando la resistencia de cohesión.

Al desarmar uniones con recubrimientos blandos, las superficies de las piezas no se deterioran, por el contrario, al desarmar uniones con recubrimientos duros se observan arañazos, rasguños y desgarros profundos del metal base, a veces, en considerables sectores de las superficies de contacto; a consecuencia de lo cual es difícil montar de nuevo la unión y, con frecuencia, incluso imposible.

Además, los recubrimientos galvánicos duros reducen la resistencia a la fatiga de la unión.

Por todas estas causas se debe dar preferencia a los recubrimientos blandos.

La aplicación de recubrimientos blandos en combinación con el montaje con enfriamiento permite elevar la resistencia mecánica de las uniones 3—4 veces en comparación con las uniones sin recubrimiento que se montan bajo prensa. Por consiguiente, para una resistencia mecánica prefijada de la unión aparece la posibilidad de emplear apreturas menores con la correspondiente disminución de las tensiones de tracción en la pieza externa y, las tensiones de compresión en la interna. Además, los recubrimientos galvánicos protegen las superficies de encaje de la corrosión y evitan el peligro de la soldadura de las superficies de contacto bajo la acción de las cargas cíclicas

La resistencia mecánica de las uniones a presión, por lo visto, se puede elevar también con la metalización y con la saturación por difusión térmica (por ejemplo, con cincado por difusión térmica) de las superficies de encaje.

El endurecimiento ulterior, según parece, puede alcanzarse aplicando recubrimientos *heterogéneos* en las superficies de encaje, por ejemplo, el recubrimiento con cinc de una superficie y con cobre de la otra. Como resultado de la difusión de los átomos de un metal al otro puede esperarse la formación de estructuras intermedias en la zona de contacto, que poseen resistencia mecánica más alta que los metales de los recubrimientos homogéneos (por ejemplo, de aleaciones del tipo de latones en combinación con recubrimientos de cinc y de cobre).

### 11.0.11 Diseño de uniones a presión

La peculiaridad de las uniones a presión consiste en que éstas antes de aplicarles cargas de trabajo están ya pretensadas por las fuerzas de la apretura en las superficies de encaje, con la particularidad de que en la pieza externa surge un estado tensado de tracción biaxial desfavorable para la resistencia mecánica. Al sumar las tensiones preliminares con las de trabajo pueden surgir tensiones que exceden el límite de fluencia del material, como consecuencia de lo cual la unión queda inutilizada.

Al mismo tiempo, el cálculo formal de las uniones a presión, basado en la suposición de la constancia de las secciones por la longitud de las piezas y que ignora las condiciones finales, no revela la magnitud verdadera de las tensiones. La resistencia mecánica efectiva de la unión depende intensamente de la *forma* de las piezas externa e interna. La rigidez irregular de las piezas (árboles escalonados, cubos con discos, etc.) condiciona la distribución irregular de las presiones de contacto y las tensiones a lo largo de la unión. Los saltos bruscos de las tensiones surgen en los bordes de la unión.

El cálculo formal, incluso con gran factor de seguridad, no siempre asegura la capacidad de trabajo de la unión, tanto más cuanto que la magnitud y la distribución de las tensiones de trabajo por las secciones de la pieza, así como el carácter de su interacción con las tensiones previas, en la mayoría de los casos, particularmente en las uniones sometidas a una carga cíclica, no están claras. Por eso, independientemente de los resultados del cálculo es necesario refor-

zar por todos los medios las uniones a presión, utilizando medidas constructivas.

Para aumentar la resistencia mecánica y la fiabilidad de las uniones a presión es racional:

aumentar el diámetro y la longitud de la unión con el fin de reducir la magnitud de la presión específica en las superficies de contacto;

elegir la magnitud de la apretura en límites estrechos, aplicando ajustes de elevada clase de precisión;

rehuir los cambios bruscos de las secciones de las piezas a unir en el sector de la unión (y también en los sectores próximos a ésta) para evitar los saltos de tensiones;

someter las superficies de contacto a un tratamiento térmico endurecedor (por ejemplo, temple con revenido a baja temperatura, tratamiento con corriente de alta frecuencia) y a un tratamiento endurecedor por deformación plástica (endurecimiento por chorreo con perdigones, rodillado de los árboles, acabado, brillante de agujeros con rodillos de acero templado o brochado a tracción endurecedor de los agujeros);

aplicar el montaje de las uniones, calentando la pieza externa o enfriando la interna;

aplicar el recubrimiento galvánico de las superficies de contacto con metales blandos (Zn, Cu, Cd).

La fiabilidad de las uniones a presión depende en mucho de que se haga el montaje correctamente.

Para simplificar el enmangado conviene dotar el árbol y el agujero de chaflanes de entrada bajo un ángulo de 45° (fig. 339, *a*) o

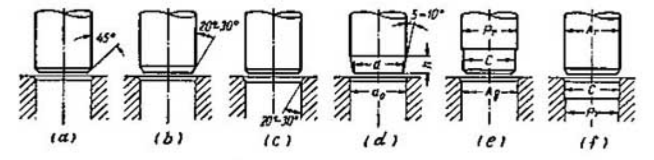



Fig. 339. Chaflanes y cinturones de entrada en las uniones a presión

mejor bajo un ángulo de 20—30° (fig. 339, *b*, *c*). En el caso de grandes apreturas es mejor prever en el árbol un chaflán aún más suave con un ángulo de 5—10° (fig. 339, *d*). El diámetro de entrada del chaflán se hace en 0,1—0,2 mm menor que el del agujero $d_0$.

A veces en el árbol o en el agujero se hacen cinturones cilíndricos con encaje centrador, como por ejemplo, de deslizamiento (fig. 339, *e*, *f*). La disposición del cinturón centrador en el agujero (fig. 339, *f*) exige el empleo del sistema de árbol único.

Hay que evitar el desgarre y torcimiento de las piezas a unir que dificultan el proceso de enmangado y, a veces, conduce a un deterioro incorregible de la unión.

Las piezas de paredes delgadas del tipo de manguito en el enmangado se orientan con ayuda de un mandril de centraje (fig. 340, *a*). El procedimiento mostrado en la figura 340, *b*, se aplica durante el enmangado en agujeros pasantes. El manguito se encaja en un mandril roscado con cola guía *1*, que se introduce en el agujero con ajuste corredizo. Después del enmangado la cola se desenrosca.

La posición axial de la pieza se fija con su enmangado hasta el tope en el ribete (fig. 341, *a*, *b*), en el escalón del agujero (fig. 341, *c*),

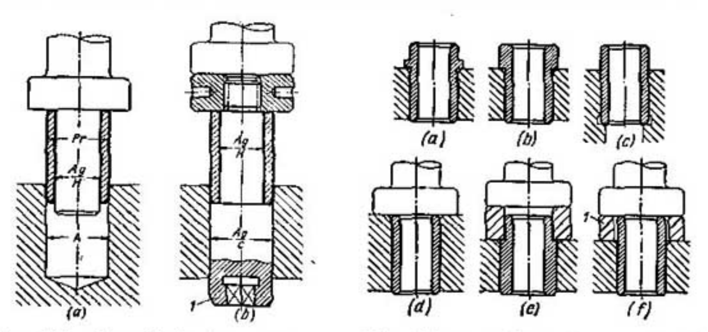



**Fig. 340. Procedimientos para enmangar casquillos de pared delgada**

**Fig. 341. Procedimientos para la fijación axial de piezas en el enmangado**

a un mismo nivel con el corte del agujero (fig. 341, *d*) o hasta la coincidencia del corte del agujero con el escalón en la pieza (fig. 341, *e*) Las piezas lisas pueden fijarse en cualquier posición con ayuda de unos anillos de distancia de medida *1* que se colocan debajo del vástago de la prensa (fig. 341, *f*).

Un error difundido, al diseñar uniones a presión es la longitud insuficiente del cinturón de enmangado. Las uniones con cinturón corto se estropean pronto debido al aplastamiento de las superficies de contacto, bajo la acción de los esfuerzos de trabajo. Ejemplos de construcciones correctas e incorrectas de uniones a presión se muestran en la figura 342.

Para la determinación aproximada de las longitudes mínimas de las superficies de encaje en las uniones a presión de designación general, puede hacerse uso de la fórmula

$$l_{\text{mín}} = 4d^{2/3}, \tag{195}$$

donde $l_{\text{mín}}$ es la longitud del sector enmangado (sin contar los chaflanes), en mm;

$d$ es el diámetro de la unión, en mm.

Sobre la base de la proporción (195) se ha construido el gráfico (fig. 344).

Si la unión experimenta altas cargas de flexión o de corte, particularmente alternativa, así como en el caso de necesidad de una dirección precisa y de un encastre sólido de la pieza a enmangar (por ejemplo, las columnas de las bancadas) la longitud del enmangado se hace considerablemente mayor ($l = 1,5 \div 2d$).

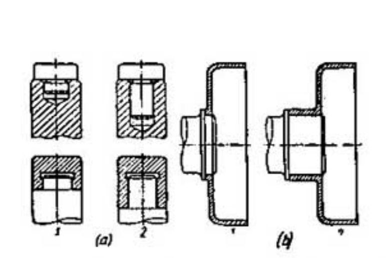



Fig. 342. Uniones a presión:
*a* — cabeza de un tirante; *b* — enmangado de una pieza en forma de taza en el árbol: *1* — incorrecto; *2* — correcto

Fig. 343. Longitud mínima $l_{min}$ de uniones a presión en función del diámetro $d$ de la unión

En los agujeros ciegos no se deben hacer enmangados. Además de la dificultad del mecanizado de precisión, es difícil desmontar el enmangado de los agujeros ciegos.

En las construcciones con ajuste en agujeros ciegos es necesario asegurar la salida libre del aire durante el enmangado. La compresión del aire durante el enmangado, acompañado por el aumento de su volumen específico, puede provocar la rotura de la pieza externa, particularmente, si ésta es de paredes delgadas o se ha ejecutado de material de baja resistencia mecánica (por ejemplo, de aleaciones ligeras). Para dar salida al aire se practican agujeros (fig. 344, *a*, *c*) o ranuras (fig. 344, *b*).

No se deben practicar enmangados de piezas, por dos cinturones de igual diámetro (fig. 345, *a*). Al hacer pasar la pieza por el primer cinturón (por la marcha del prensado) frecuentemente surge torcedura que dificulta la introducción del extremo de la pieza en el otro cinturón. Además, pueden formarse desgarres en la superficie de la pieza y del agujero.

En estos casos, hay que atribuir distinto diámetro a los cinturones (fig. 345, *b*). Las dimensiones axiales de la unión deben ser tales, que la pieza entre primero en el segundo cinturón a la magnitud $m = 2—3$ mm (fig. 345, *c*), obteniendo una determinada dirección y, sólo después, entre en el primer cinturón.

Es un error introducir a presión un manguito en un cuerpo tal como se muestra en la figura 345, *d*. Aquí, para reducir el tratamiento mecánico de precisión el agujero se ha ejecutado con dos cinturones

cortos de encaje. El error reside en la igualdad de los diámetros de los cinturones de encaje. Además, aquí es inevitable la deformación del manguito en los sectores de disposición de los cinturones de encaje.

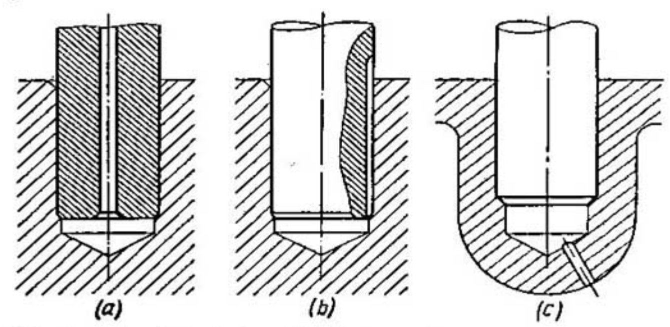



**Fig. 344. Aseguramiento de la salida del aire al enmangar piezas en agujeros ciegos**

Si es importante una rigurosa rectilinealidad de las paredes del agujero, conviene tener en cuenta el escariado del manguito después del enmangado o encajar éste por toda la longitud (fig. 345, *e*) o por lo menos por una gran parte de la longitud (fig. 345, *f*).

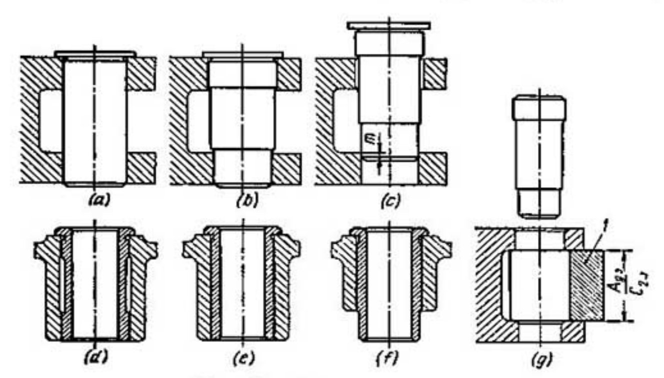



**Fig. 345. Uniones a presión**

Conviene atribuir a las piezas externas suficiente rigidez para evitar su deformación, bajo el esfuerzo del enmangado.

En el caso representado en la figura 345, *g*, la orejeta superior se pandea durante el enmangado, como consecuencia de eso no se puede

enmangar la orejeta inferior. Si por condiciones constructivas no se puede hacer la orejeta de mayor espesor, para el enmangado se debe utilizar un aditamento que fije rígidamente la orejeta. El procedimiento más sencillo reside en introducir entre las orejetas un dado en forma de herradura *1*.

La posibilidad de emplear este procedimiento debe preverse de antemano en la construcción de la pieza: la distancia entre las orejetas debe prefijarse con una exactitud suficiente para el empleo del dado único para la serie de las piezas dadas.

Las piezas externa e interna deben poseer, en lo posible, rigidez uniforme, en sentido radial. Son indeseables los debilitamientos locales, escotes, etc. En el caso representado en la figura 346, *a*,

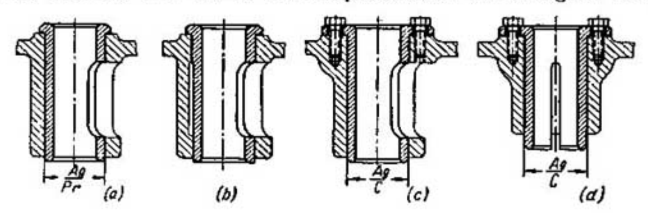



Fig. 346. Enmangado de un casquillo

el enmangado es dificultoso, debido al desvío inevitable del manguito hacia el lado del escote. Además, en el sector de disposición del escote, el manguito se deforma bajo la acción de la apretura radial unilateral. La posición mejora algo, si el manguito se introduce a presión por los dos cinturones situados en los sectores no recortados del cubo (fig. 346, *b*). En este caso, lo más correcto es colocar el manguito con ajuste centrador y sujetarlo con tornillos (fig. 346, *c*).

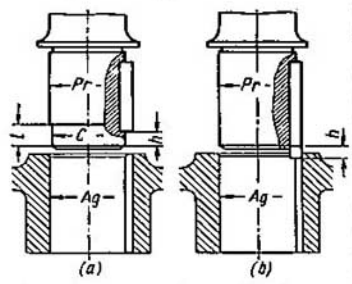



Fig. 347. Ajuste de un árbol con chaveta en el cubo

No es aplicable el enmangado en el caso en que la pieza interna o la externa tienen escotes pasantes que salen por el extremo (figura 346, *d*). Si no se pueden evitar los escotes, la única solución aceptable consiste en emplear ajuste centrador.

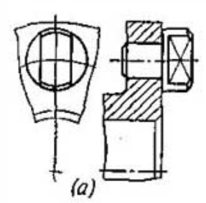
En algunos casos, durante el enmangado, es necesario mantener una determinada disposición angular de las piezas a unir. Este es el caso, por ejemplo, del ajuste del árbol de chaveta en el cubo. Puede asegurarse la simultaneidad de la chaveta con el chavetero, si en el lado de entrada del árbol (fig. 347, *a*) se hace un cinturón con

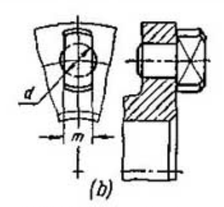
ajuste centrador o libre que tenga una longitud $l$ que sobrepase la distancia $h$ desde la chaveta hasta el extremo del árbol. La chaveta se coloca primeramente en el chavetero y después se introduce a presión el árbol.

Se practica también otro procedimiento: se hace salir la chaveta del árbol a la distancia $h$, lo suficiente para fijarla por el chavetero antes del enmangado (fig. 346, *b*).

Lo mejor de todo es que tales uniones se monten con calentamiento previo del cubo o con enfriamiento del árbol hasta obtener holgura en la unión. La fijación angular del árbol en el agujero, en este caso, no presenta dificultad.

Las levas con ángulo preestablecido de la disposición de las facetas (fig. 348) es necesario introducirlas a presión por el aditamento





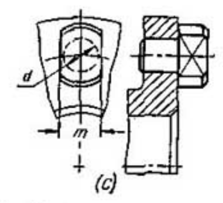



Fig. 348. Enmangado de levas en el disco

guía con escote radial para la faceta que se basa según el agujero central del disco. En la construcción del conjunto debe preverse la posibilidad del empleo de dicho aditamento.

La construcción representada en la figura 348, *a*, no es correcta: la presencia de zócalo en la base de las levas no permite pasar las levas a través del escote del aditamento. En la construcción de la figura 348, *b*, no hay zócalo, no obstante, la distancia $m$ entre las facetas de las levas es menor que el diámetro de encaje $d$, debido a lo cual hay que hacer escotes perfilados en el aditamento. En la construcción correcta mostrada en la figura 348, *c* ($m > d$) puede aplicarse un aditamento de forma más sencilla, con dirección firme de las levas.

### 11.0.12 Aseguramiento del desencaje

En la construcción de uniones a presión se debe asegurar la posibilidad de desencaje. Las piezas a desencajar deben tener superficies (preferiblemente planas), las cuales puedan apoyarse sobre placas macizas o manguitos durante el desencaje.

En la figura 349, *a* se muestra el ejemplo de una construcción desacertada. La polea, introducida en el árbol a presión, al desencajarla se tiene que apoyar con la superficie cónica, lo que dificulta la

forma de la placa de apoyo. Los cantos vivos del árbol, en esta construcción, no están apropiados para apoyar el vástago de la prensa.

En la construcción según la figura 349, *b*, la polea está dotada de un cinturón cilíndrico de apoyo; el extremo del ábrol se ha hecho

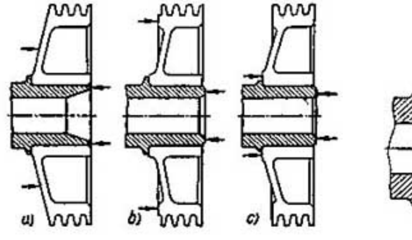



Fig. 349. Aseguramiento del desencaje

Fig. 350. Esquema de la extracción hidráulica

plano. No obstante, durante el desencaje es posible una pretensión del disco de la polea, particularmente si éste tiene gran diámetro.

Es mejor disponer las superficies de apoyo directamente en el cubo (fig. 349, *c*).

El esfuerzo de desencaje alcanza una magnitud considerable, particularmente en el momento inicial, cuando se vence el rozamiento en reposo. En las ulteriores etapas el esfuerzo de desencaje disminuye, ya que el rozamiento en reposo se sustituye por el rozamiento en movimiento y la longitud del cinturón de encaje disminuye a medida que sale la pieza del árbol.

Se emplea también el sistema de *extracción hidráulica*. El aceite bajo una presión que excede la presión de contacto (de orden de varias centenas de atmósferas) se suministra al surco anular en la superficie de encaje a través del agujero en el árbol (fig. 350, *a*) o en el cubo (fig. 350, *b*). La presión del aceite provoca una deformación radial elástica de las piezas que se desencajan, la presencia de aceite disminuye el rozamiento durante el desencaje. A esto se une la acción desacuñadora del aceite que penetra en virtud de la capilaridad en la hendidura anular entre las piezas. El esfuerzo de desencaje disminuye bruscamente.

Fig. 351. Desencaje hidráulico de un casquillo

En la extracción hidráulica de las uniones cónicas la pieza externa sale del árbol sin aplicar esfuerzo mecánico.

En la figura 351 se muestra el esquema del desencaje hidráulico de un manguito de un agujero ciego. La cavidad del manguito se llena de aceite y golpeando el émbolo buzo *1* se desencaja el manguito.

### 11.0.13 Ajustes cónicos

Junto con los ajustes cilíndricos a presión se emplean los ajustes a presión sobre conos (fig. 352). La conicidad es habitualmente $K = 1:50 \div 1:100$. La apretura indispensable en estas uniones se obtiene enmangando el árbol con un determinado esfuerzo, cuya

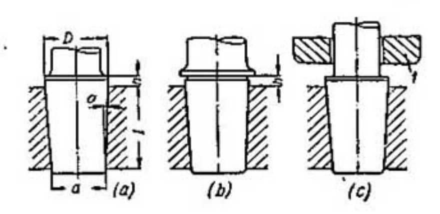



**Fig. 352. Uniones a presión cónicas**

magnitud se reglamenta con rigor, ya que debido a la pequeña magnitud de la conicidad es fácil desarrollar apreturas radiales excesivas.

El esfuerzo del enmangado puede determinarse de la expresión

$$P = Fk\,(\operatorname{sen}\alpha + f),$$

donde $F$ es la superficie de encaje, en mm²;

$k$ es la presión específica en la superficie de contacto, en kgf/mm²;

$\alpha$ es el ángulo de la generatriz del cono (fig. 352, *a*);

$f$ es el coeficiente de rozamiento entre las superficies a unir.

La magnitud $\operatorname{sen}\alpha$ es insignificante en comparación con la $f$, y se puede omitir. Entonces

$$P = Fkf.$$

El área de la superficie de encaje (superficie lateral del cono truncado) en virtud de la proximidad de las magnitudes $D$ y $d$ es

$$F \approx \pi Dl.$$

Definitivamente

$$P \approx \pi Dlkf. \qquad (196)$$

Otro procedimiento consiste en el enmangado a una determinada profundidad $h$ (fig. 352, *b*), contando desde el momento del contacto compacto de las superficies conjugadas. La magnitud $h$ (*apretura axial*) se determina de la expresión:

$$h = 10^{-3}\frac{\Delta + 2\varphi\,(R_{z1} + R_{z2})}{2\,\mathrm{tg}\,\alpha} = 10^{-3}\frac{\Delta + 2\varphi\,(R_{z1} + R_{z2})}{K}\ \mathrm{mm}, \qquad (197)$$

donde $K = 2\,\mathrm{tg}\,\alpha$ es la conicidad;

$\Delta$ es la apretura diametral indispensable en la unión, en $\mu$;

$R_{z1}$ y $R_{z2}$ son las magnitudes medias de las microirregularidades, respectivamente de las superficies del árbol y del agujero;

$\varphi$ es el coeficiente de aplastamiento de las microirregularidades ($\varphi \approx 0,5$).

Determinemos la magnitud $h$ para una unión a presión siendo $D = 50$ mm y $K = 1 : 50$.

Supongamos que $R_{z1} = 6,3$ μ (pureza ∇7), $R_{z2} = 10$ μ (pureza ∇6). Tomemos la magnitud de la apretura igual a 37 μ, lo que corresponde a la magnitud media de la apretura a presión *Pr* para un diámetro de 50 mm.

De la ecuación (197)

$$h = 10^{-3} \frac{37 + 16,3}{0,02} = 2,6 \text{ mm}.$$

La magnitud $h$ se mantiene o, por la diferencia de las cotas en el árbol con encaje exacto en el agujero y después del enmangado, o por enmangado hasta el tope, en el ribete situado a la distancia $h$ del corte del agujero, en el caso de ajuste sin holgura en el agujero (fig. 352, *b*). El último procedimiento exige prácticamente la combinación selectiva de las piezas a unir, ya que las inexactitudes inevitables de la ejecución de los diámetros de encaje provocan considerables oscilaciones de la dimensión $h$, en virtud de la pequeña magnitud de conicidad.

Con frecuencia se emplea el enmangado *con un golpe preestablecido*, es decir, con la caída del peso *1* (fig. 352, *c*) desde una altura determinada. La magnitud de la carga y la altura de caída se establecen por vía experimental, bien por el valor calculado del asentamiento $h$, al enmangar un árbol patrón en un agujero patrón a golpe.

El procedimiento más racional es el de ajuste con calentamiento previo de la pieza externa o con enfriamiento de la interna. La pieza, en este caso, se coloca en el agujero sin esfuerzo o con un esfuerzo insignificante. Después de enfriarse la pieza externa (o de recalentar la interna) en la unión surge apretura. La magnitud de la apretura (o en caso de apretura prefijada, la temperatura indispensable de calentamiento) puede determinarse por las ecuaciones (187) — (189).

### 11.0.14 Uniones por estrías

Para aumentar la capacidad de la unión a presión de transmitir el momento torsional, en algunos casos se hacen estrías en forma de surcos longitudinales de perfil triangular (fig. 353). El diámetro exterior de las estrías se hace en 0,05—0,2 mm mayor que el diámetro del agujero. Durante el ajuste, las facetas vivas de las estrías penetran en el material de la pieza externa, lo que asegura un enlace sólido entre el árbol y la pieza externa.

Las estrías generalmente se obtienen por método de moleteado en frío. La superficie del árbol debe tener una dureza no inferior de *HRC* 35—40 y la superficie del agujero 10—15 unidades de *HRC* menor que la dureza del árbol.

Las estrías se hacen en toda la superficie de encaje (fig. 353, *a*) o (más preferible) en un cinturón limitado por el lado opuesto a la dirección del enmangado (fig. 353, *b*). El último procedimiento asegura un centrado más exacto. En este tipo de uniones puede emplearse una apretura menor (se tiene en cuenta las apreturas en los cinturones lisos) que en las uniones a presión oridinarias. Los vástagos de pequeño diámetro ($d < 15$ mm) con frecuencia se colocan en agujeros abiertos con broca, sin apretura, contando sólo con la fuerza de adherencia de las estrías con las paredes del agujero.

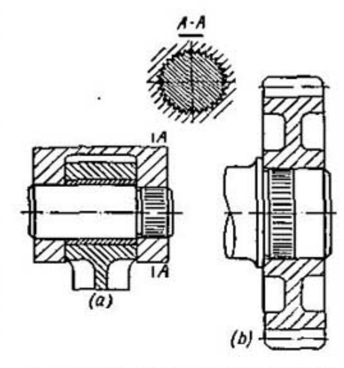


Fig. 353. Uniones por estrías

El enmangado con estrías se emplea sólo para las uniones inseparables. La colocación reiterada de los árboles estriados no asegura solidez, ya que en el primer enmangado las estrías aplastan la superficie del agujero.

## 11.0.15 Uniones por adhesivo

En muchos casos, las uniones a presión pueden sustituirse por las uniones con adhesivos (colas), cuya resistencia mecánica se puede comparar con la de las uniones encajadas a presión.

La resistencia de las uniones a presión y por adhesivo al cizallamiento axial es respectivamente igual a $P = kFf$ y $P_{adh} = F\tau$ y a la torsión respectivamente a $M = kFf \frac{d}{2}$ y $M_{adh} = F\tau \frac{d}{2}$, donde $k$ es la presión sobre las superficies de encaje y $\tau$ es la resistencia mecánica de la capa de adhesivo a la cizalladura.

Igualando $P = P_{adh}$ y $M = M_{adh}$, obtenemos la condición general de equivalencia de resistencia

$$k = \frac{\tau}{f},$$

que determina la magnitud de la presión específica $k$ de la unión a presión equivalente por su resistencia mecánica a la unión por adhesivo. Para los adhesivos a base de epóxido $\tau = 2 \div 3$ kgf/mm². Contando por el límite inferior, obtenemos $k = \frac{2}{f}$. Para el valor ordinario de $f = 0{,}15$ obtenemos $k = 13{,}5$ kgf/mm². A este valor de $k$ le corresponde el ajuste con apretura moderada del tipo $Pr1_1$, $Pr2_1$, $Pr$.

La ventaja de las uniones por adhesivo reside en que éstas no provocan tensiones en las piezas a unir. Exceptuando la necesidad del ajuste bajo prensa o el calentamiento y enfriamiento de las piezas, los ajustes con adhesivo simplifican la tecnología del montaje. Para los adhesivos de solidificación en caliente, no obstante, es necesario un mantenimiento a una temperatura del orden de 150° C, en el curso de cerca de 2 h.

Las uniones por adhesivo se montan con ajustes corredizos o con ajustes intermediarios. Durante el desencaje la película adhesiva se destruye. Para el montaje reiterado es necesario limpiar los restos de la película con un solvente y aplicar una capa nueva de adhesivo.

Estas uniones conservan la resistencia mecánica hasta temperaturas del orden de 200° C, lo que limite su aplicación. Bajo la acción de cargas cíclicas, incluso en las uniones frías, pueden surgir focos locales de elevado desprendimiento de calor que influyen destructivamente en la película de adhesivo.

# 12 Uniones centradoras

Las superficies cilíndricas, habitualmente, se centran por los ajustes corredizo *C* o intermediarios (exacto *E*, adherente *A* y forzado *F*). A veces se emplea también el ajuste semilibre *S*.

En la figura 354 se representan las magnitudes medias de las holguras y apreturas para distintos tipos de ajustes según sea el diámetro de las superficies centradoras.

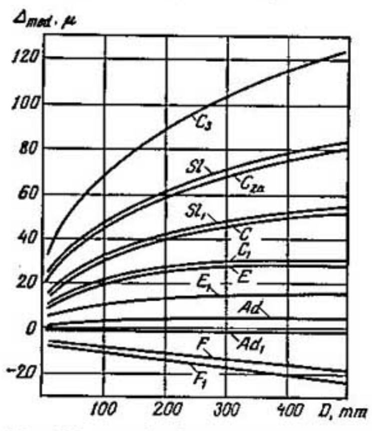



Fig. 354. Magnitudes medias de las holguras y apreturas $\Delta_{med}$ para distintos ajustes en función del diámetro *D* de las superficies centradoras

En el ajuste corredizo la holgura es igual a cero sólo en el caso límite en que el agujero y la superficie de la pieza interna se hayan ejecutado según el nominal. En la mayoría de los casos en la unión existe holgura que alcanza considerable magnitud, particularmente para las clases inferiores de exactitud. Por consiguiente, el ajuste corredizo no asegura un centrado preciso.

También se obtienen huelgos en el ajuste exacto *E*. Un ajuste sin holgura es el adherente *A* que conviene aplicar cuando es necesario un centrado preciso. El ajuste forzado *F* asegura una unión de insignificante apretura.

Los ajustes *F* y *A* pueden emplearse para el centrado preciso sin complicar el montaje y desmontaje, si las superficies de centrado tienen poca longitud (por ejemplo, los ribetes de las bridas). Las piezas con superficies centradoras largas (del tipo de los cubos) es mejor colocarlas con los ajustes *C* y *E*, si no se plantean elevadas

exigencias a la exactitud del centrado y no hay peligro de estropear las superficies de encaje bajo la acción de las cargas.

La magnitud de los huelgos medios depende no sólo del tipo de ajuste, sino también de la clase de precisión. El ajuste semilibre por la 1ª clase de precisión ($S_1$) prácticamente es equivalente al ajuste corredizo $C$ por la 2ª clase de precisión (si no se cuenta un campo más estrecho de tolerancias), el ajuste $C_1$ es equivalente al ajuste $E$ y el ajuste $S$ es equivalente al ajuste $C_{2a}$.

Al designar los ajustes se debe tener en cuenta el régimen de temperatura de trabajo de la unión. El ajuste (en frío) inicial puede variar intensamente durante el calentamiento, particularmente, si las piezas externa e interna se han ejecutado de materiales con distinto coeficiente de dilatación lineal. En estos casos es obligatorio el cálculo térmico de la unión.

Si durante el calentamiento la pieza externa se dilata más que la interna, conviene designar un ajuste más forzado ($E$, $A$, $F$), si se dilata más la pieza interna, entonces, los ajustes libres ($C$, $S$ e incluso el ajuste con holgura $H$).

Supongamos que el diámetro de la superficie centradora es igual a $D = 200$ mm. La pieza externa se ha ejecutado de aleación ligera ($\alpha_1 = 24 \cdot 10^{-6}$), la interna, de acero ($\alpha_2 = 11 \cdot 10^{-6}$). La temperatura de trabajo de la unión es igual a 100° C. La unión se ha montado con ajuste $C_{2a}$ (la holgura diametral es $\Delta = 0 \div 0{,}12$ mm).

Durante el calentamiento la holgura resulta igual a $\Delta_t = \Delta_t + 200\,(\alpha_1 - \alpha_2)\,100 = (0 \div 0{,}12) + 200 \cdot 13 \cdot 10^{-6} = (0{,}26 \div 0{,}38)$ mm.

La exactitud del centrado, como se ve, se altera. La designación del ajuste forzado mejora algo la situación. La holgura máxima en este ajuste es igual a 0,056 mm, la apretura máxima, 0,064 mm. Por consiguiente, durante el calentamiento, en la unión aparece una holgura en los límites desde $0{,}26 - 0{,}064 = 0{,}196$ mm hasta $0{,}26 + 0{,}056 = 0{,}316$ mm.

En el caso de grandes dimensiones radiales de la unión y altas temperaturas de trabajo, el ajuste inicial con frecuencia varía tan considerablemente que hay que renunciar del centrado por las superficies cilíndricas y aplicar el centrado independiente de la temperatura (véase la pag. 475).

### 12.0.1 Reglas para el diseño

Para elevar la exactitud del centrado y disminuir la influencia que ejercen las deformaciones por cambio de temperatura, es ventajoso centrar las piezas por el diámetro menor que admite la construcción. En las figuras 355 y 356 se dan ejemplos de cómo disminuir convenientemente los diámetros centradores.

El soporte empernado (fig. 355, $d - f$) es un ejemplo demostrativo. Al hacer el centrado por el diámetro mayor (fig. 355, $d$) igual a, supongamos, 200 mm, la holgura máxima en el ajuste $C_{2a}$ es igual a 0,12 mm. Al realizar el centrado por el diámetro menor (fig. 355, $f$) la holgura disminuye hasta 0,037 mm, es decir, aproximadamente 3 veces. El centrado mejora bruscamente y resulta prácticamente independiente de la temperatura.

Al centrar piezas del tipo de bridas conviene asegurar una longitud suficiente de los ribetes centradores, teniendo en cuenta que los chaflanes de entrada en el agujero y en la superficie de la pieza inter-

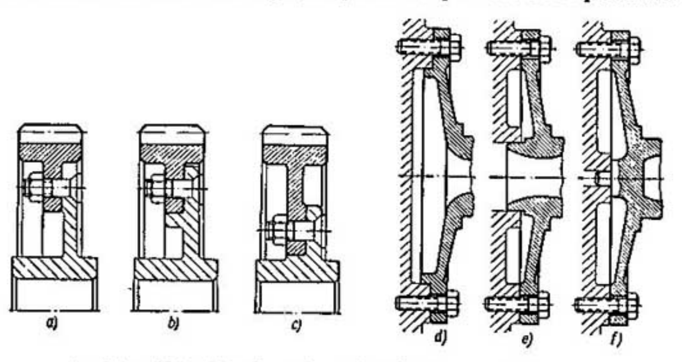



Fig. 355. Disminución del diámetro centrador:
a — c — llanta de una rueda dentada; d — f — soporte sujeto con tornillos enroscados

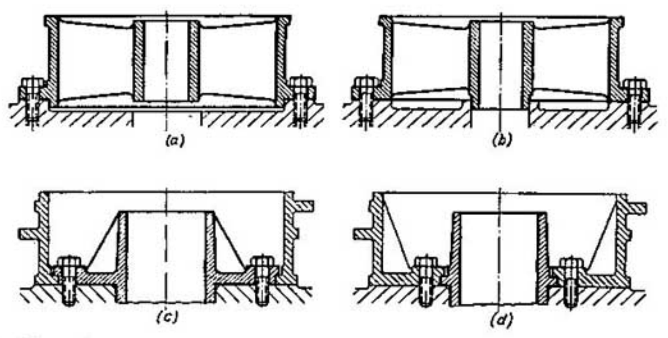



Fig. 356. Disminución del diámetro centrador en las uniones de piezas tipo armazón

na, así como las piezas intermedias disminuyen esencialmente la longitud efectiva de las superficies centradoras.

La altura del ribete $H$ se elige con tal cálculo que garantice un centrado firme en el cinturón $h$ (fig. 357):

$$H = h + 2c + \Delta H + 2\Delta c + s.$$

donde $c$ es el cateto de los chaflanes de entrada a una combinación más desfavorable de las desviaciones de producción;

$s$ es el espesor de la pieza intermedia (en estado comprimido);

$\Delta c$ es la desviación positiva de las dimensiones de los chaflanes de entrada del nominal;

$\Delta H$ es la desviación negativa de la altura del ribete centrador del nominal.

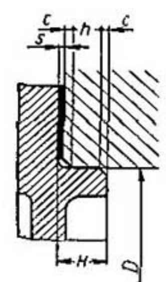



Fig. 357. Referente a la determinación de la altura del ribete centrador

Las dimensiones del cinturón centrador $h$ y de los chaflanes (en el agujero y pieza interna), en las uniones simples pueden tomarse iguales a:

| Diámetro de la superficie centradora, en mm | Hasta 100 | 100—200 | 200—300 | 300—500 | Más de 500 |
|---|---|---|---|---|---|
| $h$, en mm . . . | 3—4 | 4—5 | 5—6 | 6—7 | 7—8 |
| Chaflanes . . . . | 0,05·45° | 0,8·45° | 1·45° | 1,5·45° | 2·45° |

Prácticamente, la altura del ribete $H$ (a espesores ordinarios de la pieza intermedia es $s = 0{,}1 \div 0{,}2$ mm) se determina de la correlación $H \approx 0{,}5\sqrt{D}$, donde $D$ es el diámetro de la superficie centradora, en mm.

En las piezas tipo armazón (fig. 358) conviene ejecutar las superficies centradoras en forma de agujeros, fácilmente elaboradas en mandrinadoras (fig. 358, *d*, *e*). Es particularmente importante la observación de esta regla, al centrar por las superficies coaxiales, situadas a distintos lados del cuerpo (fig. 358, *f*, *g*). La construcción dada en la figura 358, *f*, no reúne los requisitos de ingeniería. Los ribetes centradores en esta pieza de tipo armazón se elaboran con distintas colocaciones; es posible asegurar su coaxialidad sólo con ayuda de aditamentos especiales. En la construcción correcta con centrado por los agujeros (fig. 358, *g*), las superficies centradoras del cuerpo pueden elaborarse con pasada en una colocación, lo que garantiza su coaxialidad.

Conviene no hacer el centrado simultáneo por dos superficies (fig. 359, *a*). Hay que hacer el centrado sólo por una superficie, dejando en la otra la holgura garantizada *s* (fig. 359, *b*, *c*).

En el conjunto de una unión embridada, en las estrías extremas (fig. 359, *d*) el centrado de la brida *1* en el árbol no sólo es sobrante (el centrado lo realizan las mismas estrías), sino incluso nocivo, ya

que dicho centrado impide la apretura correcta sin holgura de las estrías. En la construcción racional (fig. 359, *e*) entre las piezas se ha previsto el huelgo *s*.

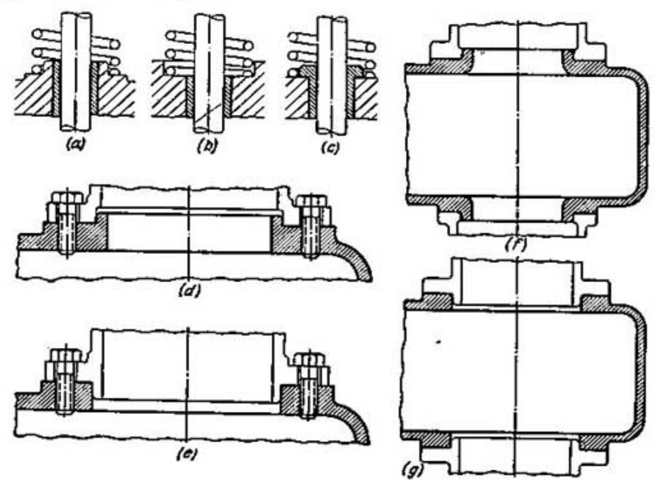



**Fig. 358. Disposición de los ribetes centradores:**
*a, d* y *f* — incorrecta; *b, c, e* y *g* — correcta

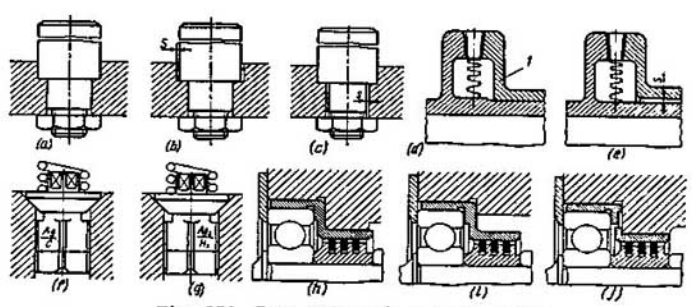



**Fig. 359. Para evitar el centrado doble**

En la figura 359, *f*, se muestra la construcción desventajosa de una válvula con cola guía. El pequeño huelgo entre la cola y las paredes del agujero impide el encaje correcto del cono de la válvula en el asiento. En la construcción racional (fig. 359, *g*) la holgura se ha aumentado.

En la figura 359, *h*, se muestra la construcción incorrecta del conjunto de colocación de un cojinete de bolas en el casquillo con centrado doble del casquillo que es al mismo tiempo el manguito de empaquetadura por aros seccionados de muelle. En la figura 359, *i*, *j*, se representan construcciones correctas.

En los conjuntos compuestos de varias piezas concéntricas es necesario disminuir, por todos los medios, el número de superficies centradoras, ya que la yuxtaposición de los centrados, cada uno de los cuales aporta su error, disminuye la exactitud del centrado en total.

En la construcción según la figura 360, *a*, el cojinete de contacto rodante se ha instalado en dos casquillos intermedios. Las superficies

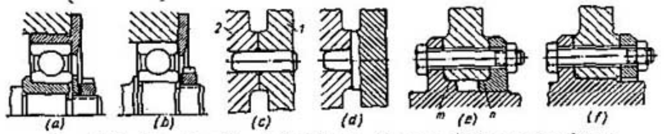



Fig. 360. Disminución del número de superficies centradoras

centradoras son cuatro (sin contar los huelgos entre los cuerpos de rodamiento y las pistas de rodadura). Al reducir el número de superficies centradoras hasta dos (fig. 360, *b*) la exactitud del centrado crece aproximadamente 2 veces.

Al realizar el centrado por una espiga cilíndrica (fig. 360, *c*), enmangada en la pieza *1* y que entra con ajuste corredizo en el agujero de la pieza *2*, se suman las inexactitudes del ajuste por dos superficies.

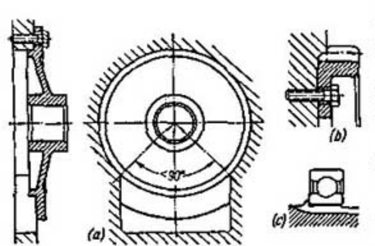



Fig. 361. Centrado por superficies cilíndricas incompletas

En los conjuntos que exigen centrado preciso, se debe mecanizar la parte centradora de la espiga después del enmangado concéntricamente con las superficies exactas de la pieza a centrar, o hacer la espiga centradora directamente en la pieza (fig. 360, *d*).

En la figura 360, *e*, se da un caso de centrado incorrecto por dos superficies (*m*, en el árbol; *n*, en el disco separable). El centrado por la superficie *n* resulta ficticio (si el disco se ha encajado en la pieza centradora con huelgo), o altera el centrado por la superficie *m* (si el disco se ha ajustado en el árbol con apretura). Es más racional centrar la pieza en el árbol y el disco colocarlo libremente (fig. 360, *f*).

Como regla general, las superficies cilíndricas deben centrarse por la circunferencia completa. La presencia de segregaciones locales

de pequeña extensión no se refleja esencialmente en la exactitud del centrado. A veces, cuando esto se necesita por las condiciones de la construcción, las piezas se centran por la circunferencia incompleta, con la condición de que el arco de la circunferencia centradora tenga un ángulo no menor de 270° (fig. 361) y la pieza centrada posee suficiente rigidez en sentido radial. En la práctica con frecuencia se

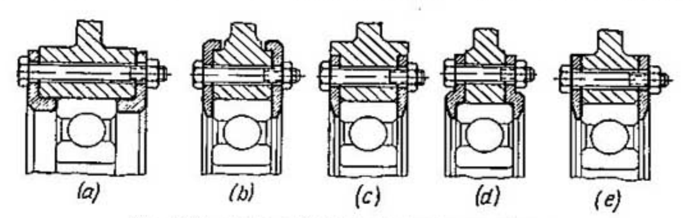



Fig. 362. Para evitar el centrado excesivo:
*a* — *d* — construcciones incorrectas; *e* — construcción correcta

practica el centrado por los dientes (fig. 361, *b*), por las estrías (fig. 361, *c*) e incluso por distintos salientes (cuando el número de éstos no es menor de tres y están situados simétricamente por la circunferencia).

El frecuente error de los diseñadores principiantes es la introducción del centrado allí donde por las condiciones de trabajo de las piezas puede omitirse. Por ejemplo, en el caso de la colocación intermedia del cojinete de contacto rodante, el centrado de las gualderas laterales (fig. 362, *a*—*d*), no es indispensable. En este caso es suficiente la fijación de las gualderas en sentido radial por tornillos de fijación (fig. 362, *d*), lo que considerablemente simplifica la fabricación.

# 13 Uniones a rosca

**La condición fundamental de un trabajo correcto de las uniones a rosca consiste en que la rosca debe estar descargada de flexión y cizallamiento.**

Un tornillo colocado con holgura en los agujeros de las piezas tensadas y sometido a la flexión por la acción de las fuerzas transversales (fig. 363, *a*), se deforma. Al eliminar, por completo la holgura en el sector del tornillo, próximo al plano de la junta, surgen además esfuerzos cortantes. Además, el tornillo experimenta tracción debido a su alargamiento al desplazarse la pieza atraída. Todas estas tensiones se adicionan con las tensiones de tracción, creadas en el tornillo con el apriete previo. Como resultado, en el cuerpo del tornillo surge un estado tensado complejo por la acción simultánea de las fuerzas flectoras, de cizalladura y de tracción; la resistencia mecánica del tornillo cae bruscamente.

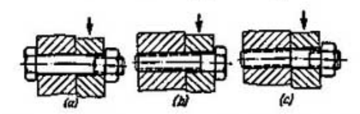



Fig. 363. Esquemas de flexión de piezas roscadas

Aún son más pesadas las condiciones de trabajo del tornillo enroscado (fig. 363, *b*), cuando en los sectores peligrosos (próximos al plano de la junta) se ha fileteado rosca que es un fuerte concentrador de tensiones. El caso más desfavorable de flexión es el de un espárrago atornillado hasta el tope en el extremo del agujero (fig. 363, *c*). Aquí, en la sección peligrosa surgen altas tensiones de tracción que se componen de las tensiones de apriete previo y de las tensiones creadas al atornillar el espárrago hasta el tope en el extremo. Como en el caso anterior, tiene lugar una concentración de tensiones en el sector de salida de la rosca, en el plano de sección peligrosa.

Son también desfavorables las condiciones de trabajo del material de los agujeros roscados en las piezas a unir. Las fuerzas transversales que actúan en la unión, acuñando las espiras del agujero roscado, crean elevadas tensiones locales de aplastamiento, que en el curso del tiempo conducen al desgaste de la rosca y al debilitamiento del ajuste del vástago roscado, particularmente en el caso de carga alternativa.

**El problema de consolidación de las uniones de apriete reside en evitar el estado tensado complejo, en las piezas de sujeción y crear las condiciones, con las cuales éstas trabajen sólo a la tracción bajo la acción del apriete previo y de los esfuerzos de trabajo. Conviene**

percibir las fuerzas transversales por elementos complementarios de fuerza, cargados a la cizalladura.

Examinemos el caso de sujeción por rosca de un vástago de consola en el cuerpo (fig. 364, *a*). La construcción *1* no es satisfactoria. El momento flector máximo debido a la fuerza transversal *P* tiene lugar en el sector roscado del vástago, debilitado por las cavidades entre las espiras. Las altas cargas en el sector de encastre inherentes a la carga de consola, provocan flexión en el vástago roscado y aplastamiento de las espiras del vástago y agujero roscados.

La introducción de un ribete en el sector de apriete (construcción *2*) ayuda poco, ya que la superficie de apoyo del ribete es aproximadamente paralela a la dirección de los desplazamientos del vástago a la flexión, y las deformaciones se frenan sólo por las fuerzas de rozamiento que surgen en la superficie de apoyo durante el apriete.

En las construcciones más correctas *3* y *4* el vástago va dotado de un cinturón cilíndrico o cónico que entra compactamente en el agujero en el cuerpo, y que frena eficazmente las deformaciones transversales y los desplazamientos del vástago. En virtud de las dificultades de asegurar la coaxialidad de la rosca y del cinturón, en este caso, conviene ejecutar la unión a rosca con holgura.

Son más racionales las construcciones *5* y *6*, donde el vástago se ha colocado en el cuerpo con ajuste cilíndrico o cónico. En este caso, la rosca está completamente descargada de la flexión y experimenta sólo tracción por la fuerza de apriete.

En la figura 364, *b* se representan los procedimientos de sujeción de un montante (pie) de fundición al cuerpo, este montante está cargado por una fuerza transversal. La construcción *7* es groseramente errónea: el espárrago de sujeción experimenta flexión por la acción de la fuerza transversal. La construcción *8* es algo mejor, donde el montante está centrado por el cinturón liso del espárrago. En la construcción mejorada *9* el esparrago tiene un cilindro centrador que entra con ajuste exacto en el agujero del cuerpo y del montante. En la construcción *10* las fuerzas de cizalladura las reciben los pasadores de control, en la construcción *11*, el ribete centrador del montante.

En la figura 364, *c*, se muestran los procedimientos para percibir las fuerzas de cizalladura en el conjunto de sujeción de un contrapeso cargado por una fuerza centrífuga; en la figura 364, *d*, en la unión embridada que transmite momento torsional. Las construcciones *12*, *17* son erróneas; las demás, en mayor o menor grado aseguran las condiciones requeridas para el trabajo de los tornillos.

La flexión de los tornillos es con frecuencia el resultado de su disposición incorrecta respecto a las cargas efectivas (fig. 364, *e*). En la construcción del soporte *22* se han cometido dos errores: no existe el elemento que reciba el cizallamiento; los vástagos de los tornillos experimentan flexión como resultado de la aplicación excéntrica de la carga axial. Bajo la acción de la fuerza *P* el soporte tiende a girar en torno del punto *A*. Con las correlaciones mostradas

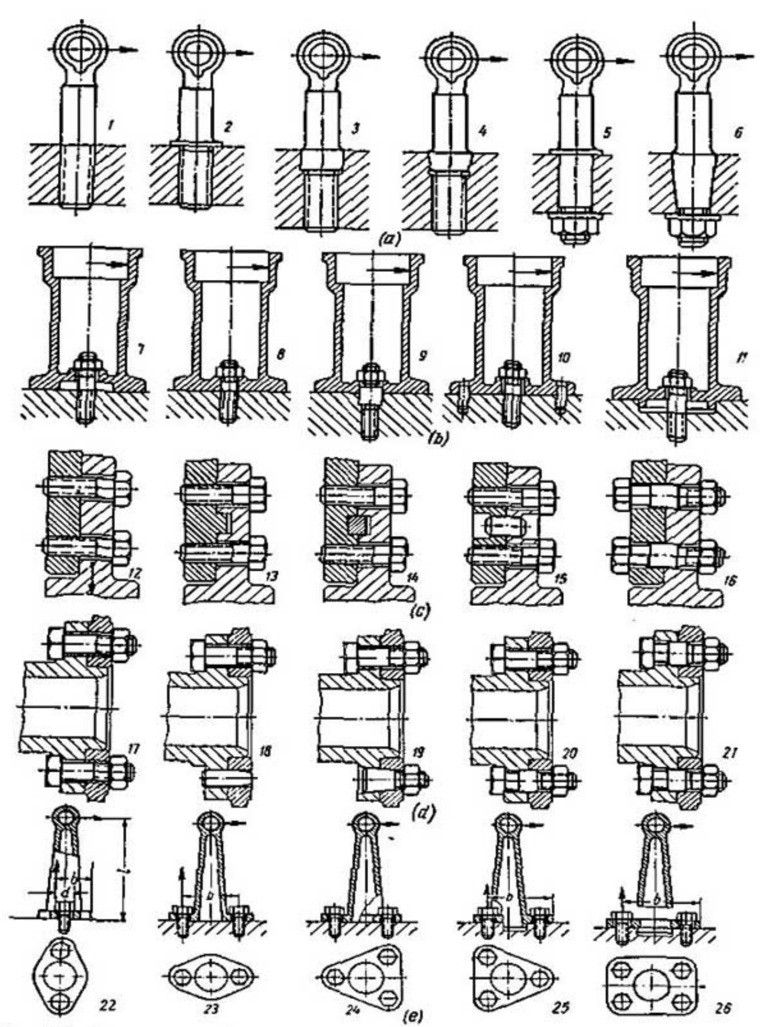



Fig. 364. Descarga de las piezas roscadas de la flexión y la cizalladura

en la figura, la fuerza que actúa en cada tornillo es igual a $N = \frac{Pl}{2b} = 1{,}7P$. El tornillo se somete a la flexión por el momento $M = \frac{Nd}{2}$, donde $d$ es el diámetro de la cabeza del tornillo.

Al girar la brida 90° (construcción *23*) la carga sobre el tornillo, debido al aumento, del brazo $b$, se hace prácticamente central. Ya

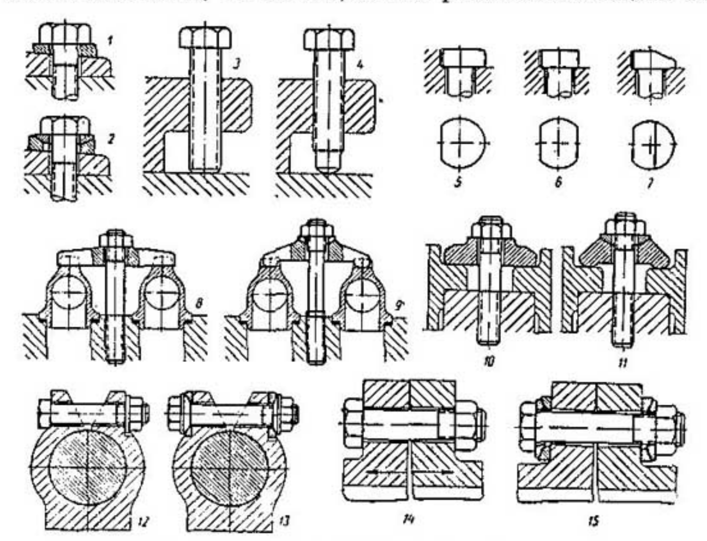



Fig. 365. Para evitar la flexión de las piezas roscadas

que, en este caso, trabaja un tornillo (el tornillo de la derecha está descargado), la fuerza que actúa en el tornillo sigue siendo grande ($N = 1{,}7P$).

La introducción de una brida triangular (construcción *24*) no aumenta la resistencia mecánica de la unión, ya que los tornillos adicionados no participan en el trabajo. En la construcción racional *25* trabajan dos tornillos. La fuerza que actúa en cada tornillo disminuye hasta $N = P$. Los tornillos están descargados del corte por el ribete centrador del soporte. En la construcción *26* (brida rectangular) la base del zócalo se ha aumentado, debido a lo cual la carga disminuye hasta $N = 0{,}7P$.

La flexión de las piezas de sujeción surge con frecuencia debido al torcimiento de las superficies de apoyo que provoca la aplicación excéntrica de la carga (fig. 365). Si la superficie de apoyo tiene inclinación constructiva, hay que emplear arandelas oblicuas (cons-

trucción *1*) o, mejor aún, esféricas (construcción *2*). Para prevenir la carga excéntrica, los extremos planos de los tornillos de presión, elevadores de carga, etc. (construcción *3*) deben ser sustituidos por esféricos (construcción *4*).

La flexión excéntrica surge también cuando la forma de la cabeza del tornillo es asimétrica, por ejemplo, en el caso de tornillo con rebajo plano que fija al tornillo del giro durante el apriete (construcción *5*). La flexión puede evitarse haciendo rebajos planos en ambos lados (construcción *6*) o disminuyendo la rigidez de la cabeza en el sector opuesto al rebajo plano (construcción *7*).

Un medio eficaz para evitar la flexión consiste en dar a las piezas de sujeción la capacidad de autoajustarse. En la construcción *8* (conjunto de apriete de los ángulos contiguos de la comunicación hidráulica, con ayuda de traviesas) es inevitable el torcimiento de la traviesa, la flexión del tornillo y el apriete irregular de los ángulos. En la construcción *9* estas insuficiencias se han liquidado aplicando traviesas autoajustadoras.

En la figura 365 se muestran las construcciones incorrecta *10* y correcta *11* de un conjunto de apriete de las bridas de cilindros contiguos al cárter.

La flexión surge también como resultado de la deformación elástica de las piezas tensadas. Al tensar la unión de cubo partido *12*, los extremos se tuercen, la carga resulta descentrada. En la construcción *13* la flexión del tornillo de apriete se ha liquidado con la introducción de arandelas adicionadas esféricas.

En cualquier unión donde los tornillos están desplazados del plano de acción de las fuerzas (por ejemplo, en las uniones embridadas *14* cargadas por una fuerza de presión interior), es inevitable la flexión. En las uniones de responsabilidad muy cargadas se emplean tornillos autoajustadores *15*.

### 13.0.1 Fijación longitudinal y transversal de las piezas en las uniones a rosca

Las uniones a rosca no garantizan la fijación recíproca exacta de las piezas apretadas.

Los tornillos y espárragos de sujeción se suelen colocar en los agujeros de las piezas tensadas con holgura, cuya magnitud depende de su número y disposición, de la exactitud de su ejecución, de las distancias entre los centros y por término medio es de 0,5—1 mm. Si no existe holgura, las uniones de sujeción no se pueden montar debido al desplazamiento inevitable, en la práctica, de los agujeros pares en las piezas tensadas, así como al desplazamiento de los agujeros de uno respecto al otro, en cada pieza a tensar.

Para asegurar la disposición recíproca exacta de las piezas se introducen elementos fijadores complementarios. Los procedimientos de fijación se representan en el ejemplo del conjunto de sujeción de la tapa de un cojinete al cuerpo (fig. 366). Con frecuencia

se practica el procedimiento de fijación por ribetes longitudinales (fig. 366, *a—c*), ejecutados en la tapa o en el cuerpo y que entran con ajuste exacto en las ranuras correspondientes.

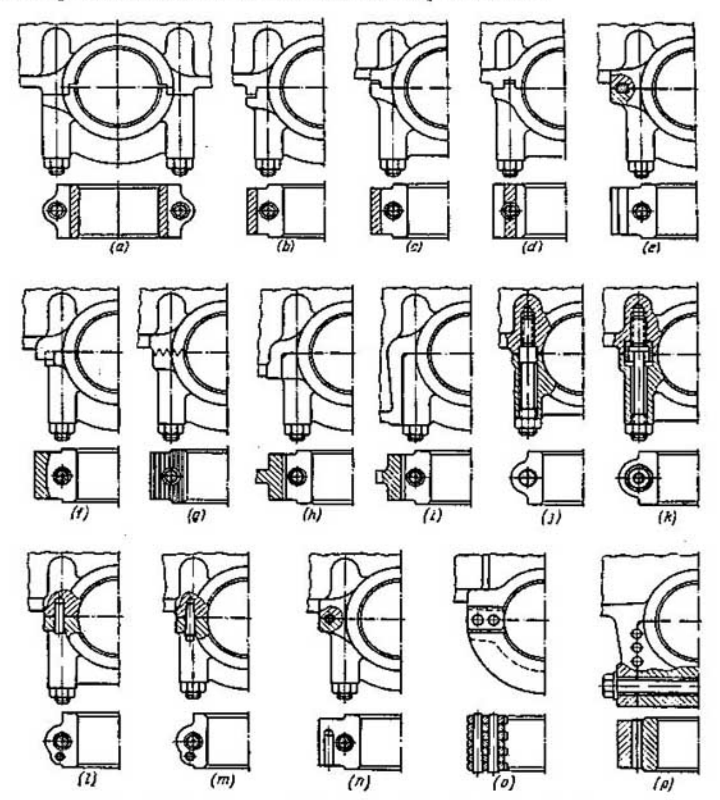



**Fig. 366. Procedimientos para fijar el sombrerete del cojinete en el cuerpo**

La construcción con diente fijador (fig. 366, *d*) no reúne requisitos de ingeniería, ya que en este caso hay que asegurar el contacto compacto simultáneo de cuatro superficies. No se aconseja tampoco el procedimiento de fijación con ayuda de chavetas prismáticas insertadas (fig. 366, *e*).

La forma cilíndrica del ribete centrador (fig. 366, *f*) simplifica la fabricación exacta del ribete y del alojamiento en el cuerpo y ase-

gura la fijación longitudinal y transversal de la tapa. La tapa no está asegurada del giro respecto al cuerpo en el plano de la junta. Esta construcción está adaptada para cojinetes aislados; para los cojinetes situados en hilera, es más ventajoso emplear ribetes y ranuras longitudinales que se mecanizan con una colocación.

A veces, la tapa se fija con estrías longitudinales de perfil triangular (fig. 366, *g*) que se preparan por escariadura exterior. Con la presencia de maquinaria correspondiente este procedimiento reúne completamente los requisitos de ingeniería; se obtiene una unión muy fuerte.

Con el fin de aumentar la rigidez de la sujeción se emplea la colocación de la tapa en los alojamientos longitudinales del cuerpo (fig. 366, *h*, *i*).

Los procedimientos que se muestran en la figura 366, *a—i* aseguran la fijación de la tapa en sentido transversal. Si el cojinete percibe carga axial, es necesario además una fijación transversal que garantice la coincidencia de los extremos de la tapa y del cuerpo. La fijación se realiza por cinturones cilíndricos con espárragos (fig. 366, *j*), vasos insertados (fig. 366, *k*), pasadores de control (fig. 366, *l*).

Los pasadores de control cónicos separables (fig. 366, *m*) aseguran una fijación más exacta, pero es más compleja su fabricación y montaje. Estos se deben retener de la caída. La fijación por pasadores de control longitudinales (fig. 366, *n*) es aplicable sólo si hay posibilidad de acercar los taladros y escariadores por el extremo del cojinete. Este procedimiento no garantiza la percepción de las cargas longitudinales.

En la figura 366, *o*, se muestra un procedimiento original para sujetar la tapa con pasadores cónicos enmangados en el peine de las espigas fresadas en el cuerpo y en la tapa. La fijación en sentido longitudinal se asegura con un ajuste exacto de las espigas de la tapa (o un par de espigas) en las ranuras del cuerpo.

Otro procedimiento es la sujeción por pasadores longitudinales (fig. 366, *p*) que se introducen en los agujeros, en las juntas verticales de la tapa, con el cuerpo. El sistema se cierra con tornillos de apriete transversales. Si es imposible la entrada del taladro y del escariador por el extremo del cojinete, los pasadores se sustituyen por estrías triangulares que se mecanizan con brochado.

### 13.0.2 Centrado en las uniones a rosca

Las uniones a rosca de exactitud ordinaria no aseguran un centrado correcto, debido prácticamente a la pulsación inevitable del diámetro medio de la rosca, así como debido a la presencia de holguras en la rosca. Una excepción son roscas centradoras de precisión empleadas en algunos casos, preferentemente las roscas de grandes diámetros de perfil trapezoidal que se fabrican por fresado o rectificado.

Para una exactitud ordinaria de fabricación, el centrado por la rosca no es admisible (fig. 367, *a—f*). Pero, si el uso de la rosca está dictado por necesidad, se deben hacer superficies centradoras complementarias. Con frecuencia el problema se resuelve con la introducción de cinturones cilíndricos lisos coaxiales con la rosca. La rosca, en este caso, se hace libre para que ésta no estorbe el centrado. La disposición

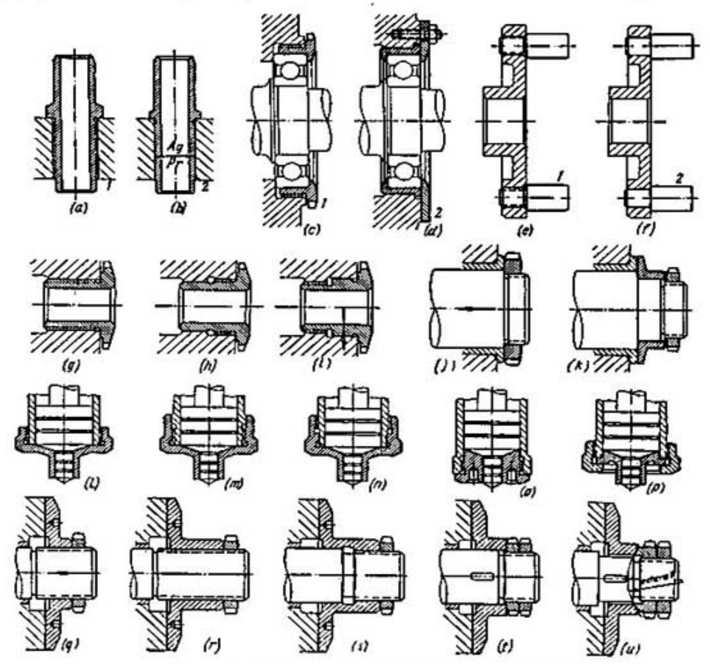



Fig. 367. Centrado en las uniones a rosca:
*1* — incorrecto *2* — correcto

de los cinturones centradores respecto a la rosca depende de las condiciones de trabajo de la unión. Es tecnológicamente racional hacer el cinturón con un diámetro algo menor que el diámetro interior de la rosca y situarlo más allá de la rosca (fig. 367, *h*). Esto asegura el mecanizado de una pasada para la superficie de encaje precisa, en el agujero. No obstante, conviene tener en cuenta la disposición de las fuerzas que cargan la unión. Si la fuerza actúa tal como se muestra en la figura 367, *i*, es más correcto disponer el cinturón

centrador antes de la rosca, aunque esto dificulta algo el mecanizado de la superficie de encaje en el agujero.

En las uniones a rosca de exactitud ordinaria no se asegura la rigurosa perpendicularidad del extremo de la pieza roscada respecto al diámetro medio de la rosca. Por eso, es inadmisible, por ejemplo, utilizar el extremo de la tuerca como superficie de apoyo que percibe las fuerzas axiales en los conjuntos de rozamiento (fig. 367, *j*). En este caso, es inevitable el torcimiento del extremo de la tuerca respecto al eje del árbol que provoca la aplicación unilateral de la fuerza y el desgaste elevado del ribete del cojinete. En la figura 367, *k*, se muestra una ejecución correcta del conjunto.

En el conjunto para colocar el émbolo buzo con vástago que se desliza por las paredes del agujero de la tapa separable, la construcción con tapa roscada (fig. 367, *l*) no garantiza la coaxialidad de los agujeros del cilindro y de la tapa. El cinturón centrador hecho fuera de los límites de la rosca (fig. 367, *m*) no elimina completamente el desplazamiento de la tapa.

El cinturón centrador dispuesto en el extremo del cilindro (fig. 367, *n*) asegura el centrado con la condición de que la superficie centradora exterior del cilindro se ha ejecutado con rigor concéntricamente con respecto al agujero. Es mejor la construcción con rosca interior (fig. 367, *o*), donde el cinturón se centra directamente por las paredes del cilindro. El centrado más seguro es el que se hace por el ribete cilíndrico con sujeción de la tapa por tuerca de unión (fig. 367, *p*).

En la figura 367, *q—u* se muestran conjuntos de regulación simple de la posición axial del árbol apoyado en el cojinete y cargado por una fuerza de sentido constante. La construcción con ajuste del disco de apoyo con rosca (fig. 377, *q*) no es satisfactoria, ya que el disco se alabea, lo que produce el desgaste unilateral del extremo de apoyo del mismo. El aumento de la extensión de la rosca (fig. 367, *l*) sólo empeora la posición. El problema se resuelve satisfactoriamente introduciendo un cinturón centrador cilíndrico (fig. 367, *s*) que elimine el torcimiento de la superficie extrema del disco con la condición de que el extremo se ha hecho estrictamente perpendicular a la superficie centradora cilíndrica y la holgura en la rosca es suficiente grande para que no moleste la colocación del disco por esta superficie. Es más segura la colocación del disco en el cinturón centrador liso (fig. 367, *t*) con regulación de la posición axial con tuerca y contratuerca. Aún es mejor la construcción, en la cual al disco se le ha atribuido la posibilidad de autoajustarse por la superficie esférica de la tuerca (fig. 367, *u*).

### 12.0.3 Reglas para el diseño

La rosca en las uniones de fuerza debe estar apretada. Las uniones a rosca no apretadas, pronto quedan inservibles, particularmente en las condiciones de cargas cíclicas y dinámicas, debido al quebran-

tamiento, endurecimiento por deformación en frío y, a veces, también por la soldadura de la rosca.

La construcción del platillo de válvula enroscado en el vástago de la válvula (fig. 368, *a*) no tiene capacidad de trabajo. Bajo la acción de las fuerzas y de los momentos flectores, al correr la leva de mando por el platillo, la unión a rosca se quebranta. Además, la rosca libre no asegura la fijación exacta del platillo respecto del vástago. El alargamiento del cinturón roscado (fig. 368, *b*) sólo en

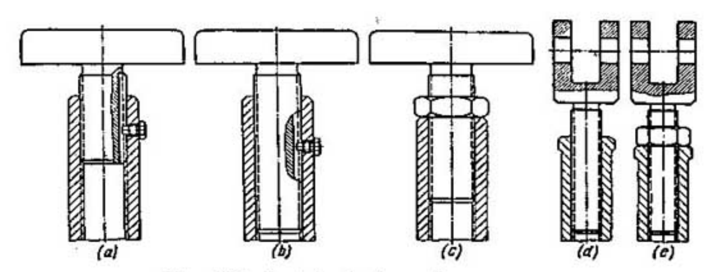



Fig. 368. Apriete de las uniones a rosca

parte elimina estas insuficiencias. Es mejor tensar la unión a rosca con contratuerca (fig. 368, *c*). En la figura 368, *d*, *e*, (ténder) se da un ejemplo análogo.

Las uniones a rosca de exactitud ordinaria no son herméticas. En los casos que se empleen roscas en las cavidades que contengan

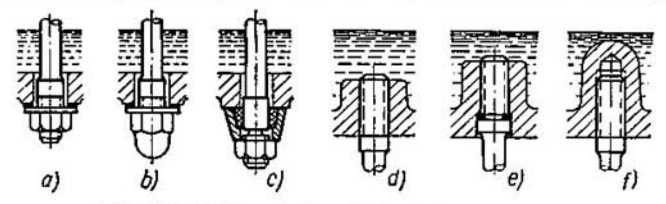



Fig. 369. Empaquetadura de las uniones a rosca

gases o líquidos bajo presión, se deben prevenir medidas contra las fugas por la rosca. La colocación de juntas debajo de la tuerca (fig. 369, *a*) es insuficiente (el líquido pasa por las espiras de la rosca). En estos casos, conviene emplear tuercas de caperuza (fig. 369, *b*) o colocar debajo de la tuerca un manguito con interposiciones de material elástico (goma, plásticos), que compacte la unión por el cinturón cilíndrico liso del tornillo (fig. 369, *c*).

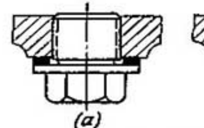
Es inadmisible colocar espárragos con su salida por el extremo a la cavidad que contenga líquido (fig. 369, *d*). La colocación de

espárragos con rosca forzada, con la aplicación de pastas de empaque asegura hermeticidad. No obstante, este procedimiento no puede aconsejarse, ya que no garantiza la colocación correcta de los espárragos de raparación al sustituir los espárragos durante el servicio. El enroscado de los espárragos en las guarniciones de empaquetadura (fig. 369, *e*) complica la construcción y no es fiable del todo. El mejor procedimiento para prevenir las fugas reside en colocar los espárragos en salientes ciegos (fig. 369, *f*).

El empleo de agujeros pasantes para espárragos (*1*, fig. 370) y tornillos es admisible en las cavidades, donde el líquido se contiene en forma de salpicaduras, gotas o películas que cubren las paredes. En los sitios donde está situado el baño de aceite los espárragos deben colocarse en agujeros ciegos (2).

Los tapones en las cavidades que contienen aceite deben colocarse con guarniciones (fig. 371, *a*). La rosca cónica (fig. 371, *b*) posee la propiedad de autoestancarse, particularmente, si se enrosca en cuerpos hechos de metales plásticos.

Fig. 370. Colocación de piezas de sujeción en cavidades que contienen aceite



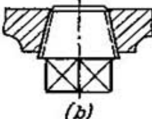



Fig. 371. Tapones

Las piezas que exigen fijación angular precisa no deben colocarse a rosca. Al colocar el racor angular a rosca (fig. 372, *a*) puede asegurarse su posición correcta raspando la superficie testal del ribete de apoyo o eligiendo el espesor de la junta de empaquetadura. Pero, lo uno y lo otro dificulta el montaje. La posición correcta del racor se altera durante las ulteriores revisiones. En este caso, el problema se resuelve felizmente, colocando el racor con brida (fig. 372, *b*).

En la figura 372, *c—f* se representan algunas variantes de cómo colocar el soporte para barandillas (pasamanos). Prácticamente es imposible atribuir al soporte la posición angular indispensable, en caso de sujetarlo a rosca (fig. 372, *c*). Es mejor sujetar el soporte con cola cilíndrica (fig. 372, *d*), apretando la tuerca después de pasar la barra de la barandilla por la cabeza del soporte. También puede fijarse la posición angular del soporte con chaveta (fig. 372, *e*) o valiéndose de una brida (fig. 372, *f*). El primer caso permite hacer la regulación a costa de las holguras entre la chaveta y el chavetero,

el segundo, a costa de las holguras entre los tornillos y agujeros de la brida.

En las construcciones de uniones a rosca se debe garantizar la posibilidad de apriete de fuerza. En las construcciones erróneas (fig. 373, *a*, *c*) las fuerzas de rozamiento, que surgen durante el apriete en la superficie de las bridas de apoyo, siendo aplicadas

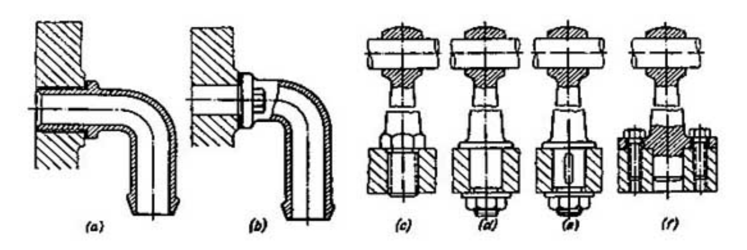



Fig. 372. Fijación angular de piezas roscadas

a un gran radio, aumentan bruscamente el momento torsional de apriete y hacen imposible el apriete de fuerza. En las construcciones correctas (fig. 373, *b*, *d*), las fuerzas de rozamiento actúan a una distancia mínima del eje del tornillo, igual al radio medio de la superficie de apoyo de la cabeza del tornillo.

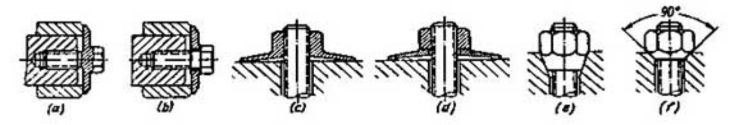



Fig. 373. Disminución del momento torsional de apriete

En las construcciones con apriete por la superficie cónica con pequeño ángulo del cono (fig. 373, *e*), el apriete de fuerza no es posible, debido a la acción frenante de las fuerzas de rozamiento en la superficie cónica, así como a causa de la compresión de las espiras del vástago por las de la tuerca en el sector de disposición del cono. Se aconseja hacer el ángulo del cono no mayor de 90° (fig. 373, *f*).

No debe practicarse el enroscado sobre material blando (guarniciones, empaquetaduras).

De ejemplo nos puede servir el apriete de la tuerca de un prensaestopas (fig. 374, *a*). El enroscado de la tuerca provoca torcimiento y acumulación de la guarnición en el extremo de la tuerca. Esto puede evitarse, si se coloca un aro metálico intermedio *1* (fig. 374, *b*) o se sustituye la tuerca por un manguito de fondo (fig. 374, *c*).

En la figura 374 se aporta un ejemplo de construcciones incorrecta (fig. 374, *d*) y correctas (fig. 374, *e*, *f*) de tapas con guarnición de empaquetadura.

Como regla general, conviene evitar la sujeción por rosca de gran diámetro (fig. 375, *a*), dando preferencia a las uniones empernadas

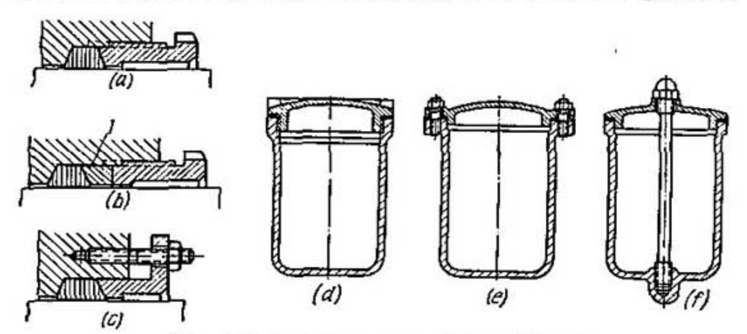



Fig. 374. Apriete por guarniciones blandas

y con espárragos (fig. 375, *b*). Las roscas de gran diámetro son difíciles de filetear, particularmente en las piezas de grandes dimensiones tipo armazón. La fabricación de agujeros roscados para piezas de sujeción es más rentable, incluso si se tiene en cuenta el aumento del número de agujeros. La unión con pequeñas piezas de sujeción es de más conveniencia en el montaje. Además, este tipo de uniones permite emplear piezas de sujeción normales compradas.

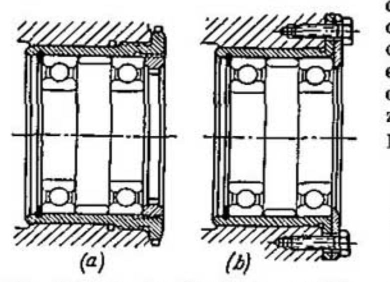



Fig. 375. Sustitución de la sujeción a rosca por la sujeción con tornillos

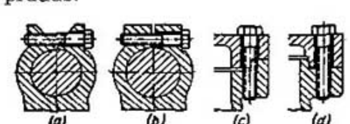



Fig. 376. Construcciones de agujeros roscados:
*a* y *c* — incorrectas; *b* y *d* — correctas

Particularmente se debe evitar las roscas de gran diámetro en los productos de materiales tenaces y plásticos (aleaciones ligeras y a base de zinc, aceros inoxidables). La tenacidad y las bajas cualidades de antifricción de estos materiales contribuyen a la formación de rasguños en las espiras de la rosca que dificultan el enroscado.

Es inadmisible hacer los agujeros roscados con entrada biselada (fig. 376, *a*) o con escalones (fig. 376, *c*). El enroscado de una pieza de sujeción, en estos agujeros, es muy difícil. El fileteado de la rosca en ellos es posible sólo dejando de antemano en el extremo del agujero un sector plano que se deberá quitar una vez terminada la rosca.

### 13.0.4 Reforzamiento de las uniones de sujeción

Los tornillos y espárragos de sujeción se deben disponer en los conjuntos de rigidez de las piezas a tensar de modo que el esfuerzo de apriete se propague a sectores lo mayores posible del cuerpo de la pieza.

En la figura 377, *a* se muestra la disposición incorrecta de los tornillos de sujeción de una tapa. Los tornillos están situados en los sectores de la tapa, en las orejas, vinculados débilmente con el cuerpo de la pieza. Es algo mejor la construcción donde a la tapa se le ha dado un borde rígido que mejora el reparto de las fuerzas, en la superficie de apriete (fig. 377, *b*). En la construcción correcta (fig. 377, *c*) los tornillos están dispuestos en los conjuntos de rigidez: por los ángulos de la pieza. La rigidez de la tapa está reforzada con nervios diagonales que enlazan los conjuntos de sujeción con el cuerpo de la pieza.

En la figura 377, *d*, se aporta el ejemplo de una disposición irracional de los tornillos en una brida de configuración compleja. En la construcción correcta (fig. 377, *e*) los tornillos están dispuestos en los conjuntos de rigidez y están inscritos en el contorno exterior de la pieza, por lo que aumenta la rigidez de la sujeción y mejora el aspecto exterior de la pieza.

Los salientes para enroscar los extremos de los tornillos (fig. 378) en las piezas de fundición, se deben reforzar con nervios dirigidos preferentemente por el eje de los tornillos (fig. 378, *b—d*). Se aconseja profundizar los tornillos y espárragos de fuerza en la pieza (fig. 378,*e*), particularmente al unir piezas de aleaciones de baja resistencia, con tal cálculo que participen en el trabajo las secciones máximas de las paredes. Además, los espárragos largos en condiciones de cargas cíclicas resultan más sólidos y aseguran un apriete de las piezas más fiable.

En la figura 379 se muestran las fases sucesivas para consolidar el conjunto de la unión del cárter con la tapa del cojinete cargado por una fuerza de tracción. La construcción con espárragos cortos (fig. 379, *a*) es la menos resistente. Aquí, se ha cometido otro error: los nervios del cárter están desplazados del eje de los espárragos y no participan en la percepción de las fuerzas. En las construcciones mejoradas (fig. 379, *b*, *c*) los espárragos se han profundizado en el cuerpo del cárter; los salientes se han reforzado con nervios. En la construcción aportada en la figura 379, *d*, los extremos de los espárragos están tensados con tuercas que descargan la rosca en el cárter;

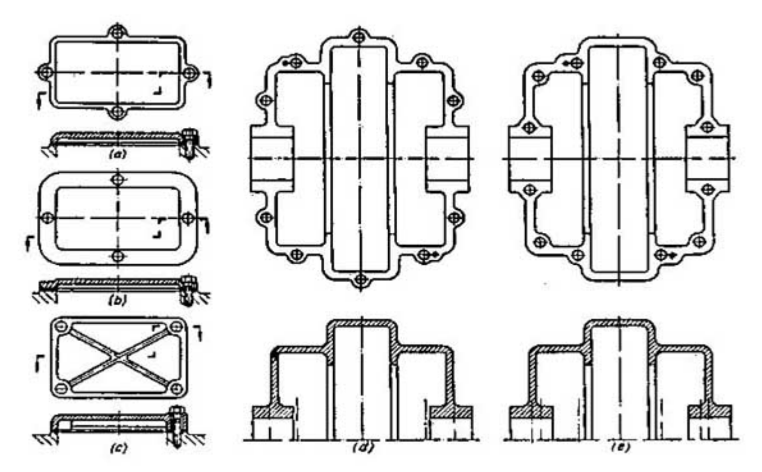



**Fig. 377. Disposición de los tornillos de sujeción**

**Fig. 378. Refuerzo de los nudos de sujeción**

la sección del cárter que experimenta tracción se ha reforzado con un cinturón de arco de rigidez.

Los espárragos pueden descargarse de la flexión (en un plano), colocando los extremos roscados en casquillos cilíndricos articulados (fig. 379, *e*).

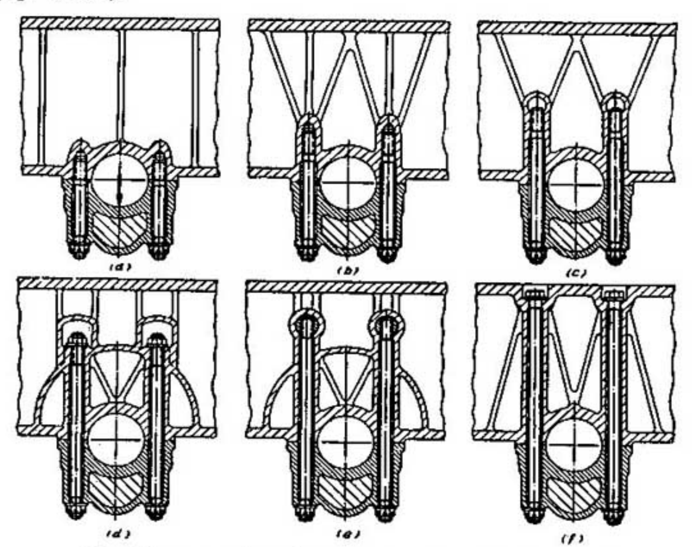


Fig. 379. Sujeción del sombrerete del cojinete al cárter

La construcción, en la cual los espárragos salen al exterior (fig. 379, *f*) es la más racional. La distensión del material que tiene lugar en las construcciones anteriores se ha eliminado prácticamente; todas las secciones del cárter perciben la fuerza.

# 14 Uniones embridadas

Al diseñar uniones embridadas es necesario asegurar resistencia mecánica y rigidez en las bridas, así como rigidez en los sectores de su acoplamiento con las paredes de la pieza, siendo mínimo el peso de la construcción.

En la figura 380 se representan construcciones de las bridas de piezas cilíndricas de acero torneadas (un vaso apretado al cuerpo), aproximadamente en orden de rigidez creciente.

La construcción de la figura 380, *a*, no es satisfactoria: la brida es delgada, su acoplamiento a las paredes resulta insuficientemente

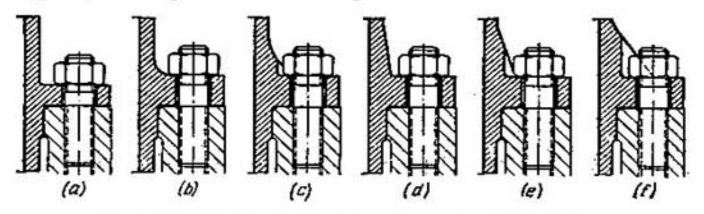



Fig. 380. Bridas de piezas torneadas cilíndricas

rígido. Los procedimientos principales para reforzar las bridas son: el aumento de su espesor, introducción de redondeos (fig. 380, *b*, *c*) y de conos (fig. 380, *d*, *e*, *f*) en los sectores de conjugación de las bridas con las paredes. Con grandes redondeos y conos, con el fin de aproximar los espárragos de sujeción a las paredes, se refrentan las superficies de apoyo para la tuerca (fig. 380, *c*, *e*, *f*).

El peso de las bridas se disminuye practicando agujeros de alivio en los sectores entre los espárragos de sujeción (fig. 381, *a*); desprendiendo el material sobrante de la periferia (fig. 381, *b*, *c*) y de la superficie (fig. 381, *d*, *e*); haciendo un rebaje testal (fig. 381, *f*, *g*) y radial (fig. 381, *h*) en las bridas.

En la figura 382 se muestran las construcciones de bridas de fundición. La rigidez de las bridas se mejora reforzándolas con nervios

(fig. 382, *b*), haciendo tetones locales en los sectores donde se encuentran los agujeros de sujeción (fig. 382, *c*), aumentando la altura de las bridas (fig. 382, *d—f*). Para evitar los sectores macizos, en las bridas de altura elevada se practican rebajes. La construcción con rebaje pasante (fig. 382, *d*) tiene la insuficiencia, de que la brida

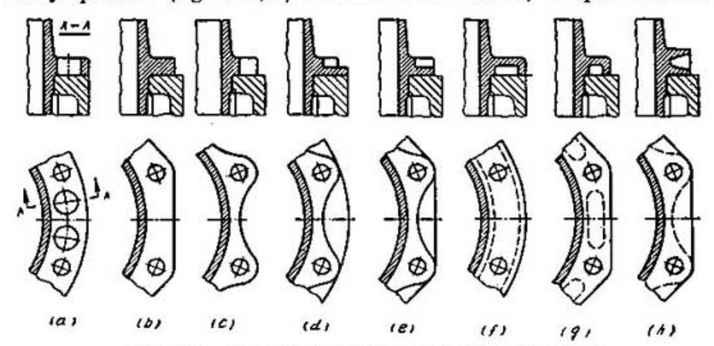



**Fig. 381. Procedimientos para aligerar las bridas**

experimenta flexión al tensar los espárragos de sujeción. De esta insuficiencia están libres las construcciones con salientes alrededor de los agujeros de sujeción (fig. 382, *e*, *f*).

La brida puede reforzarse con un nervio periférico continuo (fig. 382, *g*) unido por los nervios transversales con las paredes

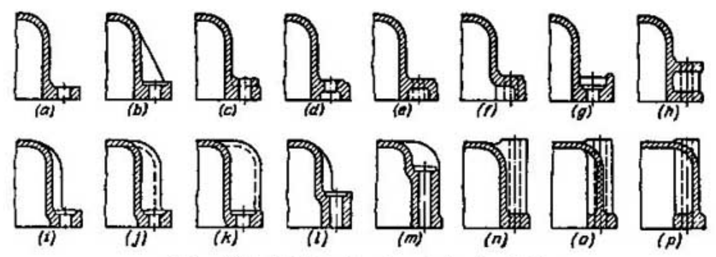



**Fig. 382. Bridas de piezas de fundición**

de la pieza. A veces, la brida se ejecuta en forma de dos alas unidas entre sí por los salientes de los agujeros de sujeción (fig. 382, *h*).

Un aumento considerable de la rigidez asegura la disposición de los espárragos de sujeción en nichos que tienen en la sección transversal una forma semicircular (fig. 382, *i—k*). El ulterior desarrollo de la construcción es el aumento de la altura de los salientes para los espárragos de sujeción (fig. 382, *l*, *m*).

En las construcciones dadas en la figura 382, *n—p* los salientes se han ejecutado en forma de columnas; las superficies de apoyo para la tuerca sobresalen por encima de la pared horizontal de la pieza, lo que permite elaborar los extremos de las columnas con pasada y facilita el enroscado de las tuercas. La construcción en la que la pared vertical de la pieza coincide con los puntos extremos de las columnas (fig. 382, *p*) es la más resistente y rígida.

En la figura 383 se muestran las construcciones de las bridas de piezas de fundición de forma cónica y esférica. Para pequeñas dimensiones (respecto del diámetro de la brida) del cono, la brida se vincula con las paredes de la pieza por una boca de tulipán (fig. 383, *a*) que asegura la transición suave del flujo de fuerza de las paredes a la brida. En los conos de grandes dimensiones diametrales el enlace entre la brida y las paredes se refuerza aplicando nervios (fig. 383, *b—d*) o situando los agujeros de sujeción en nichos (fig. 383, *e*, *f*).

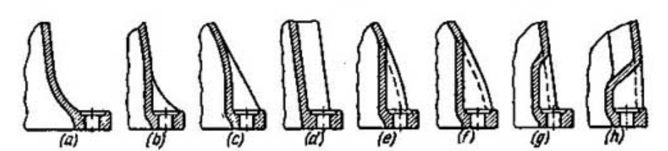



Fig. 383. Bridas de piezas esféricas y cónicas

Para pequeños ángulos de inclinación de las paredes, los nichos resultan excesivamente extendidos. En estos casos se les artibuye una forma abovedada semicerrada (fig. 383, *g*).

Para alcanzar la rigidez y resistencia mecánica más altas las paredes se disponen por la periferia de la brida y, el techo de los nichos se vinculan con las paredes mediante nervios interiores (fig. 383, *h*).

Las dimensiones de los nichos abovedados por la altura y la sección transversal deben permitir un montaje cómodo de las piezas de sujeción. Si la altura es insuficiente (la holgura $h$ entre el techo del nicho y el extremo del espárrago es menor que la altura $h_0$ de la tuerca, figura 384, *a*) la construcción puede montarse sólo levantando la pieza (fig. 384, *b*) colocando a un mismo tiempo todas las tuercas en el extremo de los espárragos, lo que dificulta mucho el montaje. En la figura 384, *c* se muestra una construcción correcta ($h > h_0$). Al realizar la sujeción con tornillos (fig. 384, *d*) la altura de los nichos debe ser mayor que la longitud de los tornillos.

Con el fin de disminuir el peso, las bridas planas bajas se hacen de perfil (en el plano), reduciendo su anchura en los sectores entre los salientes de sujeción (fig. 385, *a—c*, *g—i*). En el límite la brida desaparece y quedan los salientes añadidos directamente a las paredes de la pieza (fig. 385, *d*, *j*). Hay que hacer uso de este procedimiento con mucha precaución, ya que, en este caso, disminuye la rigidez

y la resistencia mecánica de la brida y se debilita el enlace de los salientes con las paredes de la pieza. Al reducir la anchura de las bridas no se aconseja traspasar la línea de centrado de los agujeros

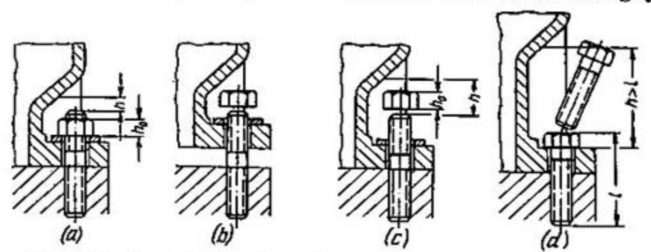


Fig. 384. Montaje de piezas de sujeción dispuestas en nichos

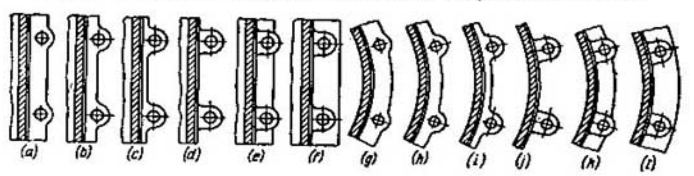


Fig. 385. Aligeramiento de las bridas de fundición

de sujeción (fig. 385, *b*, *h*). Es de provecho reforzar el enlace entre los salientes y las paredes de la pieza con tetones locales (fig. 385, *e*, *k*). Son preferentes las bridas continuas (fig. 385, *f*, *l*) que aseguran más rigidez y una sujeción más sólida de la pieza.

### 14.0.1 Centrado de las bridas

Las bridas cilíndricas con frecuencia se centran por el ribete interior ejecutado en una de las bridas y entrante en el respectivo rebajo de la otra brida (fig. 386, *a*, *b*). En las uniones con espárragos o torni-

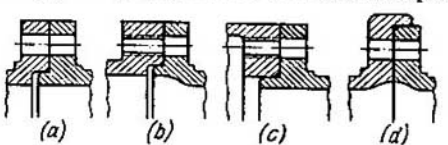


Fig. 386. Centrado de las bridas cilíndricas

llos enroscados, el rebajo es sustituido por un acanalado pasante según el diámetro menor de una de las bridas (fig. 386, *c*). Se emplea también el centrado por el ribete exterior (fig. 386, *d*).

Conviene situar el ribete centrador a una distancia no menor de 3—4 mm de los puntos extremos de los agujeros de sujeción (fig. 387, *a*). De lo contrario en la junta se forman tabiques delgados (*m*) o aletas agudas (*n*) que se quiebran fácilmente en la explotación y que empeoran la forma de las guarniciones de empaquetadura.

En distintos casos, a título de excepción, con el fin de reducir las dimensiones, el escalón centrador se ejecuta en el sector de disposición de los agujeros de sujeción (fig. 387, *b*—*d*). Este procedimiento es aplicable sólo para las uniones

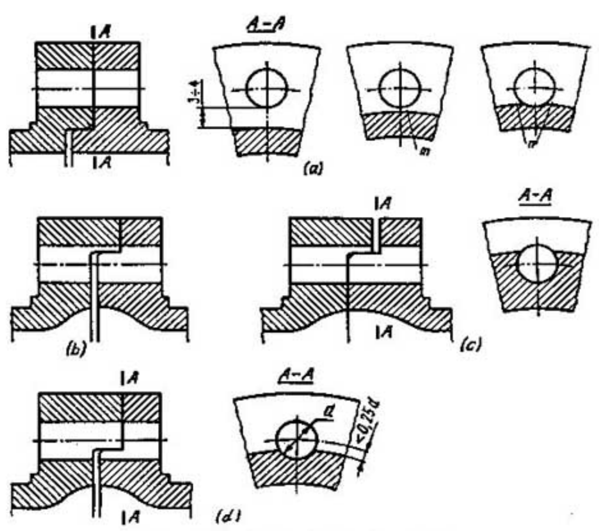



Fig. 387. Centrado de las bridas

empernadas; el fileteado de la rosca en los agujeros escalonados, así como el enroscado de las piezas de sujeción en éstos presenta grandes dificultades. Los agujeros escalonados se elaboran después del montaje, lo que dificulta la fabricación. Hay que evitar la disposición del escalón centrador más allá de la línea axial de los agujeros de sujeción (fig. 387, *b*, *c*), ya que en este caso será inevitable la aparición de aletas agudas. Estas uniones, además, experimentan flexión, al apretar los tornillos de sujeción; en las uniones según la figura 387, *c*, se forma una hendidura en la cual se acumula la suciedad. El intervalo aceptable de la disposición del escalón centrador es 0,25 del diámetro del agujero, hasta la línea axial de los agujeros (fig. 387, *d*).

Para obtener un contacto compacto de las superficies de junta es necesario evitar que se toquen los ángulos de las superficies centradoras. Esto se obtiene haciendo un chaflán que cubre el redondeo en el sector de conjugación del ribete centrador con la brida (fig. 388, *a*), separando la superficie centradora del ribete de la

superficie de junta por medio de ranuras radial, testal o diagonal (fig. 388, *b*, *c*, *d*).

La altura *H* del ribete centrador (véase la fig. 388, *a*), para las uniones de designación ordinaria, puede aceptarse igual a $0{,}5\sqrt{D}$ (*D* es el diámetro centrador).

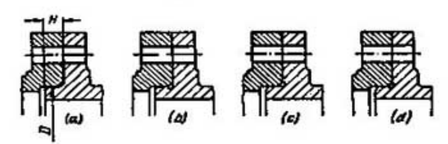



Fig. 388. Construcciones de ribetes centradores

El error que se comete frecuentemente al diseñar uniones embridadas, es el debilitamiento de la brida por el rebajo centrador (fig. 389, sector *1*). El debilitamiento se elimina aumentando el espesor de la

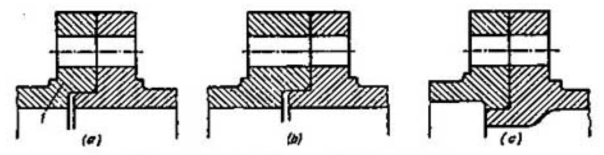



Fig. 389. Refuerzo de las bridas

brida (fig. 389, *b*) o (si lo permiten las dimensiones exteriores y las condiciones de fundición) disminuyendo el diámetro de la superficie centradora (fig. 389, *c*).

Las bridas de forma no circular se hacen planas, fijándolas con ayuda de espigas de ajustado (de control). Las piezas de poca importancia (tapas, envolturas) se fijan respecto a las superficies de apoyo sólo con piezas de sujeción.

## 14.0.2 Mecanizado de los extremos de los agujeros de sujeción

Al proyectar uniones embridadas el diseñador debe determinar y reflejar de antemano en el dibujo industrial el procedimiento para mecanizar las superficies de apoyo para la tuerca y cabeza de los tornillos de sujeción.

Las bridas cilíndricas se mecanizan con facilidad en el torno (fig. 390, *a*). Pero el torneado debilita la brida en las piezas de fundición, debido al desprendimiento de la costra superficial más sólida y al rebaje de la brida en el sector de transición a la superficie bruta.

No se aconseja mecanizar por torneado las bridas con salientes (fig. 390, *b*, *c*). La cuchilla, experimentando golpes reiterados múltiples, al pasar por las superficies que se mecanizan se embota rápidamente; con este procedimiento de mecanizado es difícil obtener superficies precisas y acabadas.

Es mejor mecanizar estos salientes con fresa (fig. 390, *d*) o con broca avellanadora (fig. 390, *e*). El mecanizado más productivo es

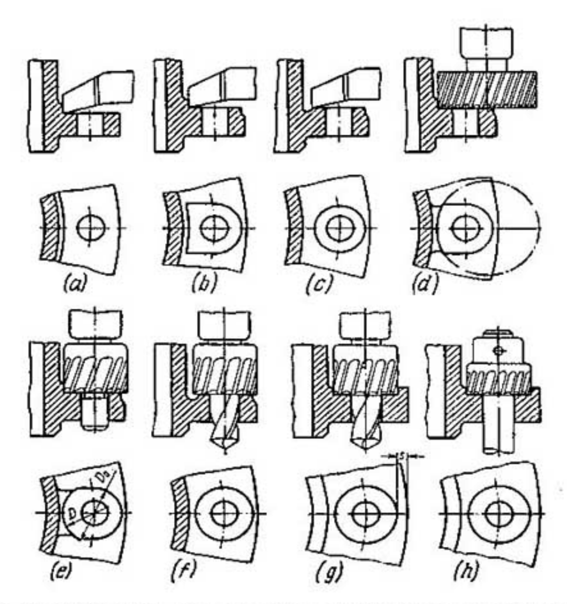



Fig. 390. Procedimientos para mecanizar superficies de apoyo para la tuerca y cabeza de los tornillos

con herramienta combinada: broca avellanadora con barrena (fig. 390, *f*). Debido a las desviaciones de las dimensiones inevitables en la fundición, el diámetro $D$ de la broca avellanadora se hace mayor que el nominal $D_0$ del saliente (por término medio $D = 1{,}2D_0$). Esto se debe tener en cuenta al designar las dimensiones de la unión.

Durante el avellanado de las superficies de apoyo rebajadas (fig. 390, *g*) el contorno de la brida debe distar de los puntos extremos de las superficies trabajadas a la magnitud de $s = 3 \div 4$ mm. De lo contrario es posible la formación de tabiques delgados o aletas agudas que se rompen con facilidad.

Si no es posible acercar la broca avellanadora por el lado de la superficie a mecanizar, se emplea el avellanado invertido. El avellanador se coloca en un mandril pasado por el agujero abierto previamente (fig. 390, *h*). En este caso, la productividad del mecanizado disminuye bruscamente. Este procedimiento es aplicable para un diámetro del agujero no menor de 10—12 mm.

Los extremos de los agujeros situados en nichos semicerrados se elaboran por fresado (fig. 391, *a*) o por avellanado invertido (fig. 391, *b*). La altura y el radio *R* de los nichos en la sección transversal deben concordarse con las dimensiones de la herramienta de corte.

Los procedimientos modernos de fundición de elevada exactitud (vaciado en cáscaras, colada en coquilla, colada a presión, colada a la cera perdida) permite en muchos casos emplear las piezas de fundición sin mecanizar las superficies de apoyo. No obstante, las uniones importantes muy cargadas se deben mecanizar con la observación exacta de la perpendicularidad de las superficies de apoyo respecto al eje de los agujeros, para evitar el torcimiento y la flexión de los tornillos de sujeción.

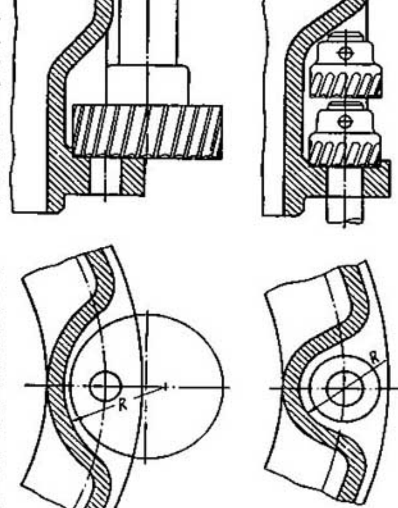


Fig. 391. Mecanizado de las superficies de apoyo en los nichos

En la tabla 36 se insertan las correlaciones constructivas de los elementos de las bridas de función recomendables para la gama habitual de los diámetros de los tornillos de sujeción ($d = 8 \div 20$ mm).

El sobreespesor *t* para el tratamiento mecánico depende de las dimensiones exteriores y de la clase de precisión de la fundición. En los dibujos industriales de las piezas fundidas la dimensión *t* habitualmente no se rotula, lo que, sin embargo, no libera al diseñador de la necesidad de tener en cuenta esta magnitud al determinar las dimensiones de la pieza.

La distancia mínima *s* de las superficies mecanizadas de las superficies brutas próximas se establece según sea la exactitud de la fundición, las dimensiones de la pieza y la distancia de las superficies de las bases brutas y de las bases del tratamiento mecánico. Para

*Tabla 36*

**Correlaciones de los elementos de las bridas fundidas**

| | Elementos de las bridas | Material de la pieza | |
|---|---|---|---|
| | | fundición gris, aleaciones ligeras, bronce | acero, fundición de alta resistencia |
| | Altura mínima *h* de la brida | 1,5*d* | 1,2*d* |
| | Dimensiones mínimas de las superficies elaboradas (*a*, *R*, *D*/2) | 1,2*d* | 1,2*d* |
| | Distancia mínima *b* del eje del tornillo de la pared mecanizada | 1,3*d* | 1,2*d* |
| | Distancia mínima *A* del eje del tornillo del extremo de la brida | 1,7*d* | 1,5*d* |

las piezas de dimensiones pequeñas y medianas (200—500 mm) para la colada de exactitud ordinaria en arena $s=3\div5$mm; para la colada de elevada exactitud estas magnitudes pueden ser disminuidas en un 30—50%.

### 14.0.3 Diámetro y paso de la disposición de los tornillos

La elección del diámetro de los tornillos de sujeción y el paso de su disposición depende de muchos factores, los principales de los cuales son las condiciones de trabajo, el material de las piezas y la rigidez de la construcción. Las exigencias son completamente distintas para las uniones sometidas a la acción de pequeñas cargas estáticas y para las uniones de fuerza que experimentan altas cargas cíclicas y dinámicas que trabajan bajo presión y que necesitan hermeticidad completa.

Para los casos simples (uniones embridadas, cargadas con fuerzas pequeñas y no sometidas a la acción de la presión interior y a temperaturas elevadas) pueden recomendarse las siguientes correlaciones aproximadas.

El diámetro de los tornillos de sujeción de las bridas cilíndricas

$$d = 6 + (0{,}015 \div 0{,}018)\, D,$$

donde $D$ es el diámetro medio de la brida.

El espesor de las bridas:

para las piezas de fundición gris y aleaciones ligeras

$$h = 6 + (0{,}022 \div 0{,}025)\, D;$$

para las piezas de acero y las piezas de fundición de alta resistencia

$$h = 4 + (0{,}022 \div 0{,}025)\, D.$$

El paso de disposición de los tornillos

$$l = ad.$$

Para las bridas no rígidas de pequeña dimensión (fig. 392, *a*) $a = 6 \div 8$; para las bridas de rigidez media (fig. 392, *b*) $a = 8 \div$

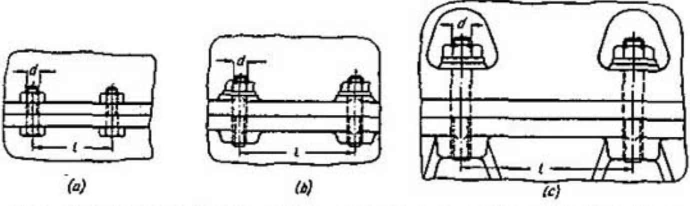



Fig. 392. Paso de los tornillos para distinta rigidez de las bridas

$\div$ 10; para las bridas de elevada rigidez, tensadas por tornillos de grandes dimensiones (fig. 392, *c*), $a = 10 \div 12$.

Los parámetros de las uniones sometidas a la acción de cargas cíclicas y que trabajan en condiciones de elevadas temperaturas, se definen por cálculo (apartado 10).

### 14.0.4 Uniones de tres bridas

Al diseñar piezas tipo armazón con frecuencia hay que acoplar en un conjunto tres bridas. Examinemos, como ejemplo, la colocación de un tabique intermedio (diafragma) en la junta de dos cuerpos (fig. 393).

El procedimiento más simple consiste en apretar un diafragma entre las bridas de los cuerpos (fig. 393, *a—e*) con centrado por los

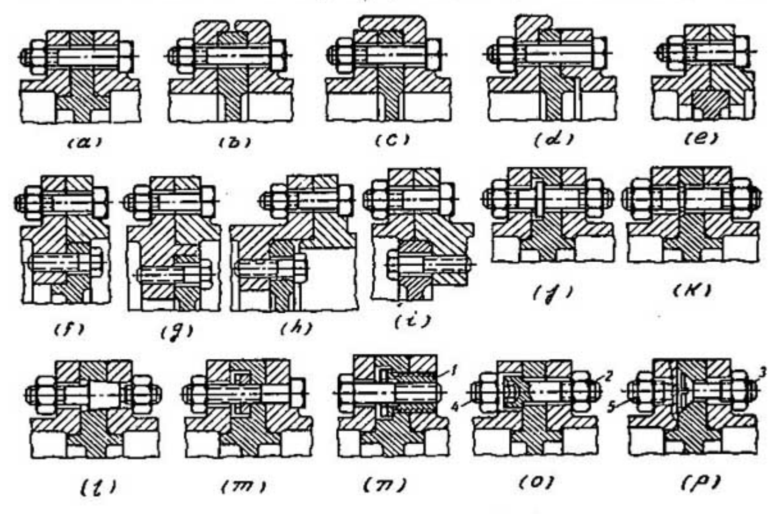



Fig. 393. Uniones de tres bridas

ribetes interiores o exteriores. La exactitud de la colocación más elevada es en las construcciones representadas en la figura 393, *b*, *c*, *f*, (centrado por una superficie cilíndrica).

La construcción dada en la figura 393, *e*, por su resistencia es peor que las demás. Para evitar la aparición de apretura, la brida se suele colocar con holgura axial de 0,1—0,2 mm, por eso, este procedimiento no garantiza la apretura del diafragma.

La construcción con sujeción del diafragma a uno de los cuerpos se emplea en los casos en que se exige conservar la integridad de los mecanismos en el desmontaje (fig. 393, *f—i*). Al desmontar los cuerpos el diafragma queda sujeto a uno de los cuerpos junto con todos los mecanismos montados en él. Estas construcciones se distinguen por el procedimiento de centrado. Por la exactitud de la colocación son más ventajosas las construcciones mostradas en la figura 393, *h*, *i*.

La sujeción independiente del diafragma puede realizarse también en las construcciones con brida apretada, modificando el conjunto de tensado (fig. 393, *j—p*). El diafragma se sujeta a uno de los cuerpos con ayuda de tornillos con collares (fig. 393, *j*), con anillos de retén (fig. 393, *k*), con conos (fig. 393, *l*) y con tuercas (fig. 393, *m*).

A veces, el diafragma se sujeta con manguitos roscados *1* (fig. 393, *n*), en los cuales se enroscan los tornillos de sujeción del segundo cuerpo o se aprietan al cuerpo con tornillos independientes *2*, *3* (fig. 393, *m*, *p*) dispuestos en los intermedios entre los tornillos *4*, *5* de apriete de los cuerpos. Las cabezas de los tornillos del tipo *2* se disponen en las aberturas de la brida del cuerpo y los tornillos del tipo *3* se hunden en el diafragma.

### 14.0.5. Uniones embridadas por cono

Para el empalme de tuberías, compartimientos cilíndricos, así como para las uniones de fuerza se emplea la unión de rápida separación por abrazaderas partidas que actúan sobre las superficies cónicas

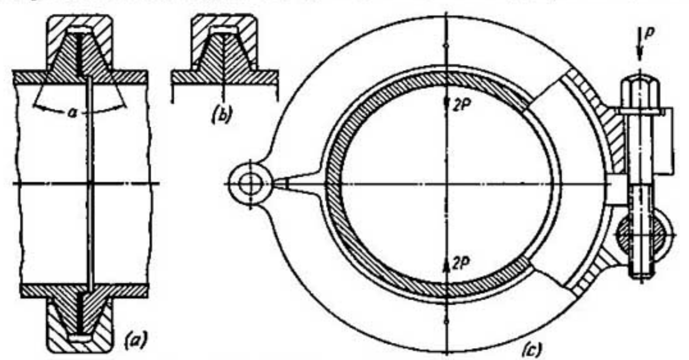


Fig. 394. Unión embridada por cono

exteriores de las bridas (fig. 394). Las piezas a montar pueden acoplar se bajo cualquier ángulo en el plano de la junta. Si hay necesidad de fijación angular, así como en las uniones de fuerza que transmiten momento torsional, en la junta se colocan pasadores de control.

Las piezas a juntar se centran por los ribetes cilíndricos (fig. 394, *a*). A veces la junta se hace lisa (fig. 394, *b*) confiando en el centrado por las superficies cónicas de las abrazaderas. El último procedimiento se aplica principalmente en los casos en que por las condiciones del montaje no es posible el acercamiento de las piezas a unir por el eje y las piezas se juntan por el desplazamiento, en el plano de la junta.

Las uniones embridadas por cono garantizan el apriete de fuerza de las juntas con un esfuerzo relativamente pequeño en el dispositivo de apriete. Si se acepta el esquema simple de transmisión de esfuerzo $P$ de apriete en dos puntos, según la figura 394, *c* (abrazadera rígida), el esfuerzo axial de apriete es

$$P_{ax} = \frac{2P}{\operatorname{tg} \alpha/2},$$

donde $\alpha$ es el ángulo del cono. Para los valores habituales de $\alpha$, iguales a

$$20 \div 30°, \quad P_{ax} = (8 \div 10)\, P.$$

El ángulo del cono $\alpha'$ en las abrazaderas se hace en $1—2°$ menor que en las bridas (fig. 395, *a*), para desplazar los puntos de aplicación de las fuerzas hacia la base de las bridas, con el fin de aumentar la

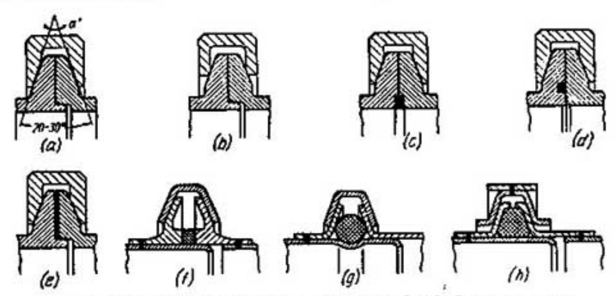


**Fig. 395. Diversidad de uniones embridadas por cono**

rigidez de la junta y la fiabilidad de la empaquetadura. Un resultado análogo se obtiene, si se hacen las paredes de la abrazadera planas (fig. 395, *b*).

En la figura 395, *c—e* se representan uniones embridadas por cono con guarniciones herméticas.

En la figura 395, *f—h* se muestran las variedades constructivas de uniones embridadas por cono de tubos de paredes delgadas.

En algunos casos se emplean las uniones embridadas por cono de esquema invertido. Las piezas a acoplar se dotan de bridas de cono invertido con ranuras pasantes (fig. 396, *a*). En el montaje los salientes de una brida entran en las ranuras de la otra; entre las bridas se forma una cavidad cónica, en la cual se introduce la abrazadera central de apriete (fig. 396, *b*).

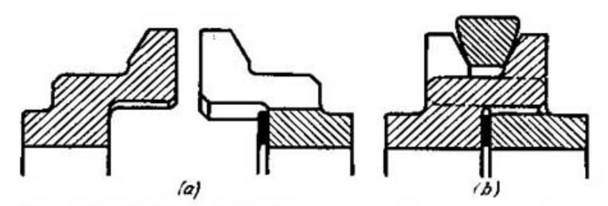



Fig. 396. Unión embridada por cono de esquema recíproco

Fig. 397. Abrazaderas de apriete

La abrazadera de apriete de las uniones embridadas por cono debe abrirse totalmente de modo que se pueda introducir en las bridas por el costado y por el eje, y garantizar, en lo posible, el apriete uniforme de las bridas por la circunferencia, es decir, ser dúctil en los sentidos radiales. La cerradura debe ser de acción rápida.

La abrazadera que consta de dos mitades empernadas (fig. 397, *a*) no responde a la condición de acción rápida. Son más cómodas las construcciones, en las cuales las mitades de la abrazadera están unidas por el eje y apretadas por un tornillo (fig. 397, *b*, *c*).

En la cerradura de acción rápida con tornillo abatible (fig. 397, *d*), para aumentar la ductilidad, en las paredes de la abrazadera se han hecho ranuras radiales. En las uniones ligeras se emplea cerradura de resorte de acción rápida (fig. 397, *e*).

En la construcción de fuerza con cerradura de acción rápida (fig. 397, *f*) el tornillo de apriete se ha hecho pasar por la tuerca cilíndrica *1* colocada en una taza semiabierta; el rabo del tornillo está en la articulación *2*. Al desenroscar el tornillo la tuerca sale de la taza, después de lo cual el tornillo se echa hacia atrás, girándolo en torno de la articulación.

En la construcción según la figura 397, *g*, las mitades de la abrazadera están tensadas por una palanca abatible con tornillo de presión *3*. En la construcción según la figura 397, *h*, se ha empleado un mecanismo de tres eslabones abatible. En este caso, es imprescindible colocar una placa elástica en la junta de las bridas, que compense la rigidez inherente a este mecanismo de fijación en la posición de la cerradura.

En la figura 397, *i*, se muestra una abrazadera flexible que consta de una cinta de acero con los sectores soldados *6* de sección en U. El tornillo de apriete se ha hecho pasar por el eje de articulación *4* y enroscado en la tuerca cilíndrica *5*.

# 15 Diseño de conjuntos y piezas

### 15.0.1 Unificación de los elementos constructivos

Durante el diseño se debe utilizar reiteradamente los elementos que se revelan en el proceso de composición, para todas las partes de la construcción, mediando los parámetros de cálculo y consiguiendo la reducción máxima de la nomenclatura de los elementos.

En primer lugar se deben unificar las uniones de encaje (por las dimensiones nominales, tipo de encajes y clase de precisión), las roscas (por el diámetro, paso y clase de precisión), las uniones por estrías y por chaveta, piezas de sujeción, piezas normalizadas, etc. Es racional reducir la nomenclatura de las marcas de materiales, unificar los grados de pureza de las superficies, los tipos de operaciones de acabado y de recubrimientos galvánicos, los tipos de soldadura, la forma de las costuras soldadas, etc.

En la figura 398, *a—c* se muestra un ejemplo de composición de un conjunto tipo de construcción de maquinaria (un árbol con piezas encajadas, apoyado en un casquillo de bronce). En la construcción según la figura 398, *a*, la elección de los diámetros de encaje no se han reflexionado debidamente. La dimensión del encaje fundamental se ha designado correctamente (diámetro del muñón de apoyo) de entre los normales (⌀ 50). A continuación se han cometido errores. Con el fin de reducir los gastos del bronce escaso el diseñador toma el espesor de las paredes del casquillo igual a 3,5 mm, como resultado de lo cual el diámetro exterior resulta de dimensión no estandartizada (⌀ 57). Tendiendo a aumentar la resistencia mecánica del árbol en las uniones encajadas, el diseñador reduce el diámetro del árbol respecto al diámetro del muñón en 3,5 mm por cada lado, como resultado de lo cual el diámetro resulta no estandartizado (⌀43) que conduce a la dimensión de la rosca M42, para la tuerca de apriete.

En la composición sobre la base de dimensiones normales (fig. 398, *b*) el diámetro exterior del casquillo se ha tomado igual a 60 mm, el diámetro de las uniones encajadas, 40 mm. De aquí que la dimensión de la rosca debe ser M37. No obstante, la estandartización de las dimensiones, en este caso, conduce a cierta reducción de la resistencia mecánica del árbol y al aumento del peso del casquillo de bronce. En una construcción más racional (fig. 398, *c*) el

diámetro del muñón se ha tomado igual a 55 mm, el diámetro exterior del casquillo 60 mm y el diámetro de las uniones encajadas 45 mm.

Existen también otras soluciones; lo esencial es que las dimensiones de los diámetros de encaje sean estandartizadas. En la figura 382, *d*, *e* se muestra otro ejemplo de unificación (juego de engranajes).

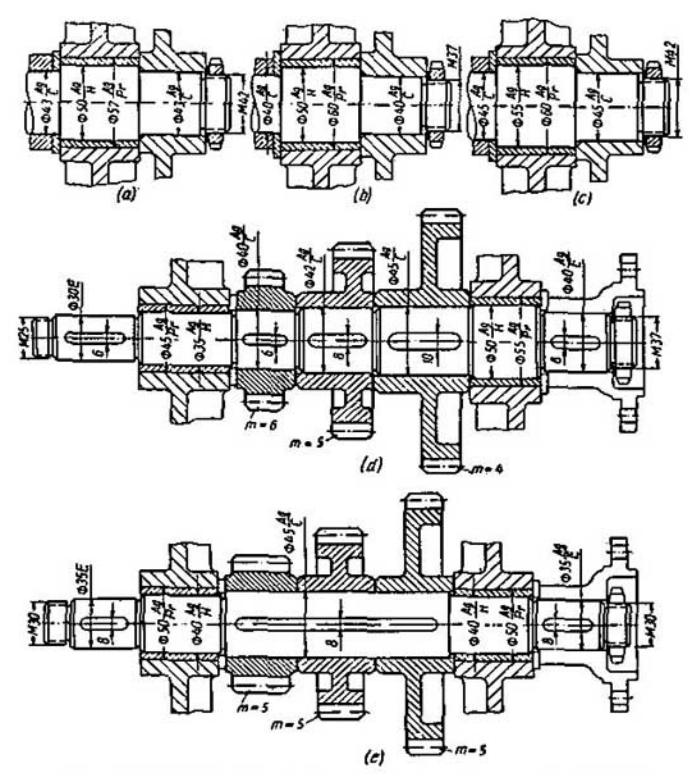



Fig. 398. Unificación de los elementos de una construcción

En la construcción según la figura 398, *d*, se ha cometido una considerable divergencia en las dimensiones de los diámetros de encaje, de las roscas, chavetas y módulos del diente. En la construcción racional (fig. 398, *e*) se ha reducido el número de dimensiones de encaje, se han unificado las chavetas y los módulos de los dientes.

*Tabla 37*

**Tabla comparativa de las dimensiones del juego de engranajes**

| Denominación de los elementos | Parámetro de la construcción según la fig. 398, *d* | Número | Parámetro de la construcción según la fig. 398, *e* | Número | Denominación de los elementos | Parámetro de la construcción según la fig. 398, *d* | Número | Parámetro de la construcción según la fig. 398, *e* | Número |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Diámetros y ajustes | $30E$ | 1 | | | Roscas | M25 | 1 | M30 | 2 |
| | $35A/H$ | 1 | | | | M37 | 1 | | |
| | $40A/C$ | 1 | | | | | | | |
| | $40A/E$ | 1 | $35E$ | 2 | Chavetas $b$, mm | 6 | 1 | | |
| | $42A/C$ | 1 | $40A/H$ | 2 | | 8 | 3 | 8 | 1 |
| | $45A/C$ | 1 | $45A/C$ | 2 | | 10 | 1 | | |
| | $45A/Pr$ | 1 | $50A/Pr$ | 2 | Módulos de los dientes, $m$ | 4 | 1 | | |
| | $50A/H$ | 1 | | | | 5 | 1 | 5 | 1 |
| | $55A/Pr$ | 1 | | | | 6 | 1 | | |
| | | | | | | Total | 18 | | 7 |

La resistencia mecánica indispensable del diente de las ruedas dentadas pequeñas se ha alcanzado aumentando su longitud. En la tabla 37 se representan los resultados de la unificación. En resumen, la nomenclatura de los elementos se ha reducido desde 18 hasta 7 denominaciones.

Como ejemplo de la unificación de las dimensiones para la llave aportaremos el conjunto de regulación de la válvula reductora

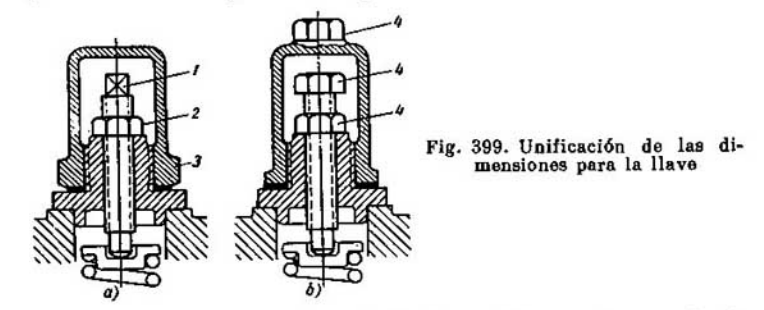



Fig. 399. Unificación de las dimensiones para la llave

(fig. 399). En la construcción según la figura 399, *a*, se han empleado tres dimensiones (*1—3*), en la construcción unificada (fig. 399, *b*), una dimensión *4*.

## 15.0.2 Unificación de las piezas

Hay que lograr la máxima unificación de las piezas originales. Esto es particularmente importante para las piezas laboriosas y que se reiteran muchas veces (ruedas dentadas, embragues, eslabones de cadena, etc.).

En la figura 400, *a*, se representa una cadena de transportador compuesta de eslabones de dos tipos. En la construcción racional

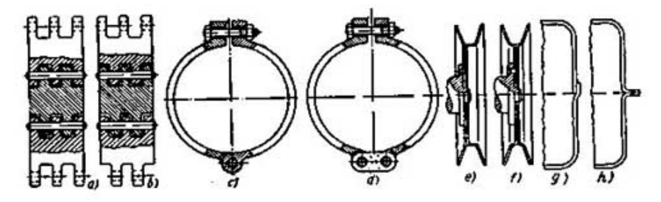



Fig. 400. Unificación de las piezas

(fig. 400, *b*) los eslabones se han unificado. La abrazadera de apriete mostrada en la figura 400, *c*, consta de dos piezas laboriosas. La unión con grillete intermedio (fig. 400, *d*) permite hacer las mitades de las abrazaderas iguales. En la figura 400, *e*, *f*, se da un ejemplo

de la unificación de piezas estampadas en el conjunto de una polea compuesta, en la figura 400, *g*, *h*, en la construcción de un depósito cilíndrico estampado.

Con frecuencia, la unificación se logra sólo como resultado de un estudio constructivo profundizado y orientado que exige soluciones constructivas originales.

En la transmisión angular según la figura 401, *a*, con el fin de asegurar el número de velocidades indispensable se han aplicado dos ejes distintos con diferentes ruedas dentadas cónicas. Para alojar las ruedas inferiores en las dimensiones prefijadas fue necesario desplazarlas una con relación a otra y aumentar la longitud de los dientes de la rueda propulsora *1*. En la construcción hay cinco denominaciones de ruedas (*1*—*5*) y dos denominaciones de ejes (*6*, *7*).

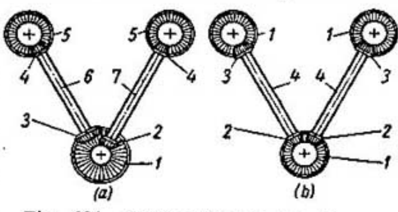


Fig. 401. Unificación de las piezas en un conjunto de transmisión angular

En la construcción según la figura 401, *b*, se ha disminuido el diámetro de las ruedas inferiores *2*, de modo que éstas pueden ser accionadas por una sola rueda *1*. Para conservar el número de velocidades se ha aumentado el diámetro de las ruedas superiores *3*. Como resultado de la transformación, el número de denominaciones de ruedas dentadas se ha reducido hasta tres (*1*—*3*), y el de denominaciones de ejes hasta uno (*4*).

En el reductor con dos árboles concéntricos, que giran con un mismo número de revoluciones en sentidos opuestos (fig. 402, *a*),

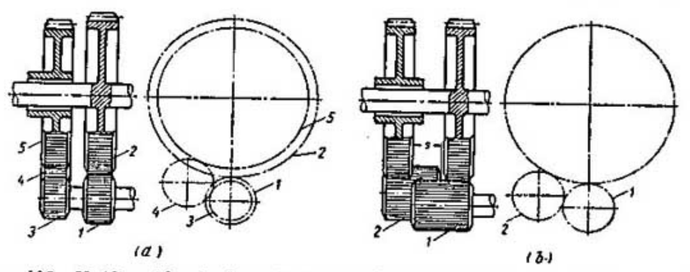


Fig. 402. Unificación de las piezas en el conjunto de un reductor coaxial

en el árbol propulsor se han encajado dos ruedas dentadas, una de las cuales (*1*) engrana con la *2* del reductor, la segunda (*3*), a través de la rueda intermedia *4*, con la *5*. Este conjunto tiene, en resumen, cuatro denominaciones de ruedas (*1*—*4*, *2*, *3*, *5*). La numerosidad de piezas

y la complejidad de la construcción son debidas a la necesidad de evitar el agarrotamiento de los dientes de las ruedas *3* con los de la *5*. Para esto se necesitó disminuir el diámetro de la rueda *3* y correspondientemente (para conservar el número de velocidades) disminuir el diámetro de la rueda *5*.

En la solución original (fig. 402, *b*), que simplifica bruscamente la construcción, la rueda *1* del árbol propulsor engrana, por un lado, con el piñón derecho del reductor y, por otro lado, con la rueda *2* del accionamiento. El número de denominaciones de ruedas se ha reducido hasta dos; las ruedas pequeñas y grandes del reductor son iguales de dos en dos. Para esto se necesitó solamente desplazar las ruedas grandes del reductor a la distancia *s*, suficiente para el engrane de las ruedas pequeñas.

### 15.0.3 Principio de diseño por grupos

Es conveniente diseñar los conjuntos en forma de grupos autónomos, independientemente montados, regulados, sometidos al asentado, a los ensayos de control y colocados en forma acabada y trabajada en la máquina. La formación sucesiva de grupos permite realizar el montaje paralelo e independiente de los conjuntos de una máquina, simplifica el montaje, acelera el acabado de las probetas experimentales, simplifica la utilización en las nuevas máquinas de construcciones acabadas y comprobadas en la explotación. Además, la formación de grupos simplifica la reparación, permitiendo sustituir enteramente los conjuntos desgastados por nuevos. La formación de grupos, a veces, complica la construcción, pero a fin de cuentas, siempre da gran ganancia en el coste general de la fabricación de las máquinas, fiabilidad y comodidad de explotación.

En la figura 403 se exponen ejemplos de la formación de grupos de pequeños conjuntos. En la construcción según la figura 403, *a*, la válvula reductora se ha colocado directamente en el cuerpo. Al colocar la válvula en un manguito aislado (fig. 403, *b*), la construcción resulta por grupos.

La construcción de la empaquetadura extrema (fig. 403, *c*) no es satisfactoria. Al realizar el desmontaje el disco de guarnición *1*, bajo la acción del muelle se sale de la guía y las ranuras que lo fijan del giro y el conjunto se desagrega. Tampoco es cómodo su montaje. La introducción del retén anular *2* (fig. 403, *d*) hace que la construcción esté compuesta por grupos.

Un ejemplo del montaje por grupos de un distribuidor en una bancada se representa en la figura 403, *e—g*. La construcción según la figura 403, *e*, es groseramente errónea. El agujero de precisión para el distribuidor se ha abierto directamente en la fundición de la bancada. En el sector de disposición del distribuidor, en el lugar que se acumula material, pueden surgir oquedades y porosidades que hacen imposible la compacidad del distribuidor. El desgaste del

agujero en la explotación puedé ser evitado sólo colocando manguitos de reparación.

El primer paso hacia el mejoramiento de la construcción es la colocación del distribuidor en un manguito intermedio (fig. 403, *f*) ejecutado de material de calidad con elevada resistencia al desgaste. En la solución más correcta de la construcción se ha empleado el

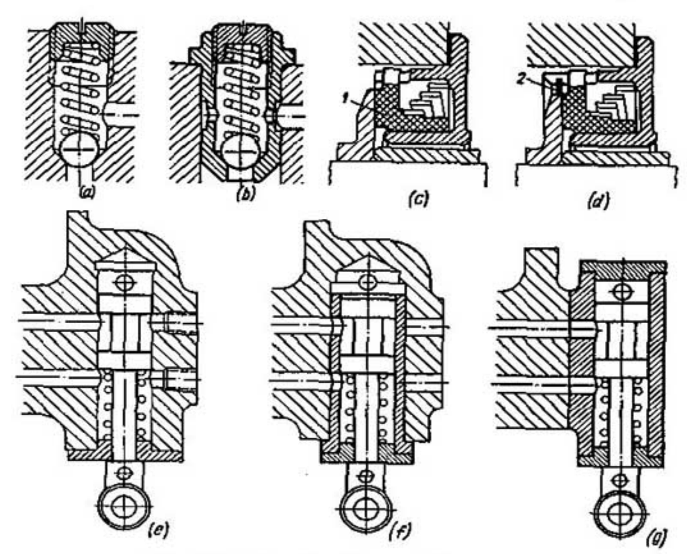



Fig. 403. Ejemplos de montaje por grupos

principio de montaje por grupos (fig. 403, *g*). El conjunto se fabrica por separado, se monta, se esmerila, se comprueba a la hermeticidad y se acopla a la bancada sólo por la superficie de apoyo fresada en la bancada.

En la figura 404, *a*, se representa un reductor de tornillo sin fin unido directamente con el árbol propulsor de la máquina. El árbol de la rueda de tornillo sin fin está montado en apoyos situados en distintos cuerpos. Durante el mecanizado es difícil conservar la coaxialidad de los apoyos. El montaje es extremadamente incómodo, previamente hay que introducir la rueda de tornillo sin fin en el árbol principal, colocar el cuerpo del reductor, después de lo cual se monta el tornillo sin fin, enroscándolo en los dientes de la rueda de tornillo sin fin. Es difícil comprobar si es correcto el engrane, y ajustar la posición axial de la rueda de tornillo sin fin.

En la construcción por grupos (fig. 404, *b*) el árbol de la rueda de tornillo sin fin se ha colocado sobre dos apoyos, uno de los cuales está situado en el cuerpo, y el otro, en la tapa del mismo. Ambos apoyos pueden mecanizarse en conjunto, obteniendo la coaxialidad indispensable. El extremo del árbol está unido al árbol propulsor

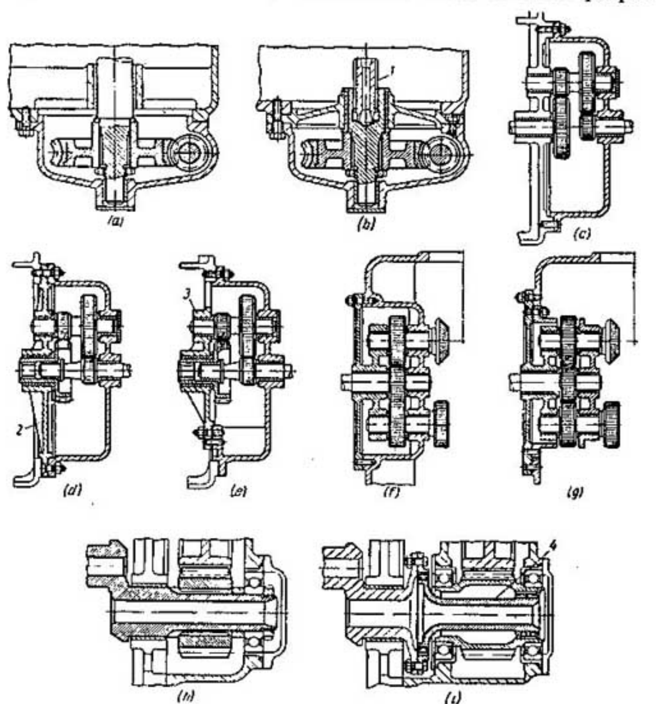



Fig. 404. Montaje por grupos de transmisiones dentadas

por medio de un adaptador estriado *1*. El montaje del reductor se simplifica esencialmente.

En la transmisión por engranajes montada en la bancada (fig. 404, *c*), a las insuficiencias descritas anteriormente de las construcciones sin grupos se añade la dificultad de introducir el eje del juego de engranajes intermedio en el apoyo del cuerpo. Al quitar el cuerpo de la bancada, la transmisión se desagrega al quedar sin ambos apoyos. No es posible comprobar el engrane de las ruedas dentadas, así como la colocación del árbol y de los apoyos.

En las construcciones hechas de grupos, los apoyos de las ruedas dentadas se montan en el diafragma *2* (fig. 404, *d*) o en el soporte *3* (fig. 404, *e*) sujeto con tornillos por las patas, al cuerpo de la transmisión. La última construcción asegura un campo visual cómodo del mecanismo durante el montaje.

En la figura 404, *f*, *g*, se expone un ejemplo de una transmisión por engranajes montada por grupos e instalada en la bancada, en la figura 404, *h*, *i*, de un reductor accionado por el árbol cigüeñal del motor. En la construcción por grupos (fig. 404, *i*) el reductor se ha colocado en un cuerpo aparte; el momento torsional del árbol se transmite por medio del adaptador *4*.

## 15.0.4 Eliminación del ajuste

Es necesario evitar la colocación y el ajuste de los conjuntos y de las piezas por el lugar. El ajuste, particularmente acompañado de operaciones de ajustador o del mecanizado en máquina herramienta, reduce la productividad del montaje y priva a la construcción de la intercambiabilidad.

En la figura 405, *a*, *b* se aporta un ejemplo de colocación por el lugar. La rueda dentada se coloca en el árbol de acuerdo con la rueda

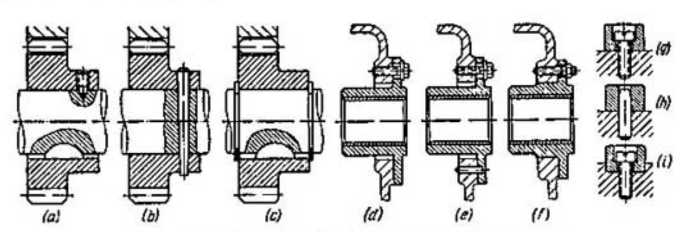



**Fig. 405. Liquidación del ajuste de las piezas**

dentada que engrana con ella, después de lo cual la posición se fija con tornillo enroscado (fig. 405, *a*) o con pasador (fig. 405, *b*). En este caso, es necesario el mecanizado por el lugar con taladros de mano y escariadores. Es inevitable la penetración de virutas en el grupo. Después del mecanizado hay que desmontarlo, lavarlo y montarlo de nuevo. El marcado en el montaje con la ulterior entrega al mecanizado por máquina complica aún más el montaje.

Reúne más requisitos de ingeniería la fijación de la rueda dentada por retenes anulares colocados en ranuras abiertas de antemano en el árbol (fig. 405, *c*).

Al colocar un cojinete en el cuerpo por el lugar (fig. 405, *d*), una vez hallada la posición correcta, ésta se desvía en cada desmontaje, como consecuencia hace falta una nueva regulación. La fijación del

cojinete con pasadores de control (fig. 405, *e*) exige tratamiento mecánico durante el montaje. La solución correcta reside en centrar el cojinete según el agujero en el cuerpo (fig. 405, *f*) ejecutado de antemano con una exactitud que asegure el debido funcionamiento del mecanismo.

En el caso de colocar una guía rectilínea en la bancada, en la construcción según la figura 405, *g*, es necesaria la verificación de la

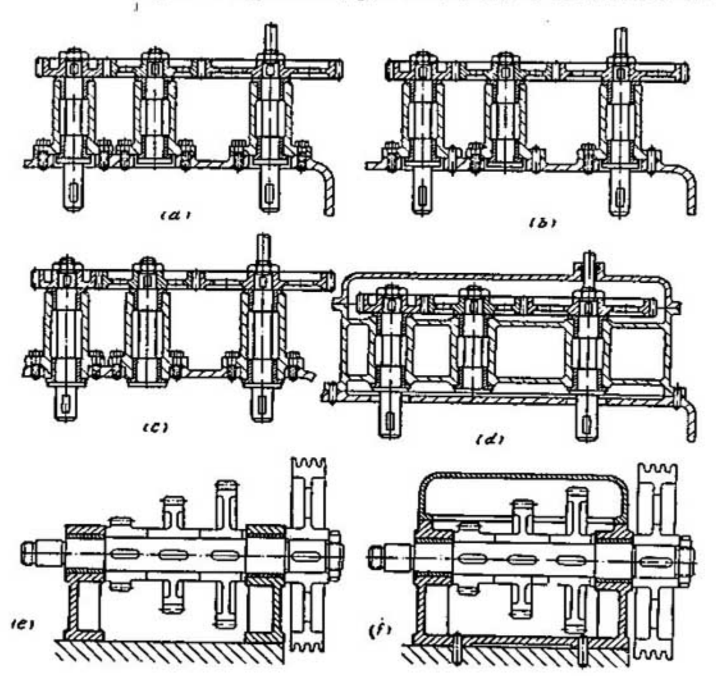



Fig. 406. Liquidación del ajuste al montar conjuntos

guía por el lugar y el taladro de agujeros para los tornillos de sujeción. La guía no está asegurada del desplazamiento, en los límites de la holgura entre los tornillos de sujeción y los agujeros. La fijación con pasadores de control (fig. 405, *h*) exige el taladrado y escariado de los agujeros para los pasadores de control juntamente en la guía y bancada. En la construcción racional (fig. 405, *g*), la guía se ha colocado en la ranura practicada en la bancada.

La construcción de la transmisión por engranajes expuesta en la figura 406, *a*, no es satisfactoria. Los montantes de las ruedas dentadas están fijos en el cuerpo con tornillos. El montador tiene que regular la posición de los montantes de modo que se consiga el engrane correcto de las ruedas. En el desmontaje la regulación se deshace y en lo sucesivo hay que realizar de nuevo la operación de ajuste. La posición de los montantes puede fijarse con pasadores de control (fig. 406, *b*), pero esto exige operaciones mecánicas complementarias en el montaje.

En la construcción correcta (fig. 406, *c*) los montantes están centrados por los agujeros, cuya disposición recíproca se mantiene con la exactitud indispensable durante el mecanizado del cuerpo. En la construcción más razonable (fig. 406, *d*) las ruedas dentadas están encerradas en un cuerpo común. Esta construcción está compuesta de grupos y crea las mejores condiciones para el trabajo de las ruedas.

En la figura 406, *e*, se muestra la construcción incorrecta, y en la figura 406, *f*, la construcción correcta de un conjunto de instalación de un juego de engranajes con accionamiento por correa cuneiforme.

### 15.0.5 Racionalidad del esquema de fuerza

La perfección de una construcción, sus dimensiones, peso y, en considerable grado, la capacidad de trabajo dependen de la racionalidad del esquema de fuerza aportado en ella. Es racional el esquema, en el cual las fuerzas efectivas se equilibran recíprocamente en un sector lo más corto posible con ayuda de elementos que experimentan principalmente tracción, compresión o torsión (pero no flexión).

Como ejemplo, aportemos el caso del transportador helicoidal (fig. 407, *a*) movido por un motor eléctrico a través del reductor de tornillo sin fin *1* y de la transmisión por cadena *2*. El cuerpo del transportador de unos cuantos metros de longitud se ha fabricado de acero en chapa e instalado sobre cuatro patas tubulares. El error principal consiste en que el cuerpo está cargado por la fuerza del accionamiento (la dirección de la fuerza se muestra con una saeta) que flexiona y deforma el cuerpo no rígido, instalado sobre apoyos inestables. Debido a la poca magnitud de las holguras entre las espiras del tornillo transportador y las paredes del cuerpo, al deformarse el cuerpo, las espiras se agarran a la pared. El rozamiento elevado provoca un aumento del momento torsional propulsor, lo que se acompaña de un nuevo crecimiento de la fuerza flectora y de un nuevo aumento del rozamiento. Al fin y al cabo, el tornillo transportador se atranca inevitablemente en el cuerpo.

Este defecto puede liquidarse en parte cambiando la dirección de rotación del tornillo transportador (con el cambio respectivo del sentido de las espiras). Entonces, el ramal inferior de la transmisión por correa resulta conductor y el momento que flexiona el cuerpo,

disminuye esencialmente. Se puede desplazar el reductor en el plano de simetría de la instalación, atribuir a las patas inclinación lateral y aumentar la rigidez del cuerpo, instalándolo sobre fundamento rígido. Todos estos medios no eliminan la insuficiencia de principio de la construcción, la presencia de fuerzas exteriores en el sistema.

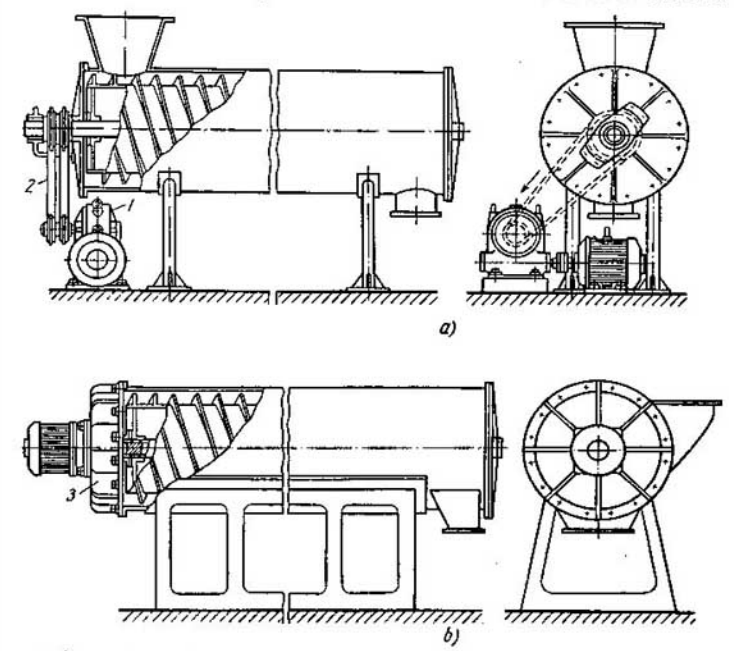



Fig. 407. Mejoramiento del esquema de fuerza de un transportador helicoidal

En la figura 407, *b*, se muestra la solución radical de este problema. Aquí, el tornillo transportador se pone en movimiento por un motor eléctrico de plato por intermedio de un reductor coaxial instalado en el extremo del cuerpo. El momento torsional del accionamiento y el momento torsional reactivo en el cuerpo se compensan recíprocamente en el conjunto de sujeción del reductor. El cuerpo está completamente libre de la acción de las fuerzas exteriores y no se somete a deformaciones.

En el accionamiento del transportador teleférico (fig. 408, *a*) compuesto del reductor *1*, la transmisión cónica *2* y las ruedas dentadas cilíndricas *3*, que transmiten la rotación a la rueda de estrella

propulsora *4* de la transmisión por cadena, el esquema de fuerza es irracional. Los conjuntos de apoyo de la transmisión, los tornillos de sujeción y los fundamentos están cargados por los esfuerzos del accionamiento; una parte considerble de los elementos de la construcción, bajo la acción de las fuerzas, experimenta flexión. Los conjuntos del accionamiento están separados y colocados en distintos fundamentos, y no están fijados uno respecto de otro. Para obtener

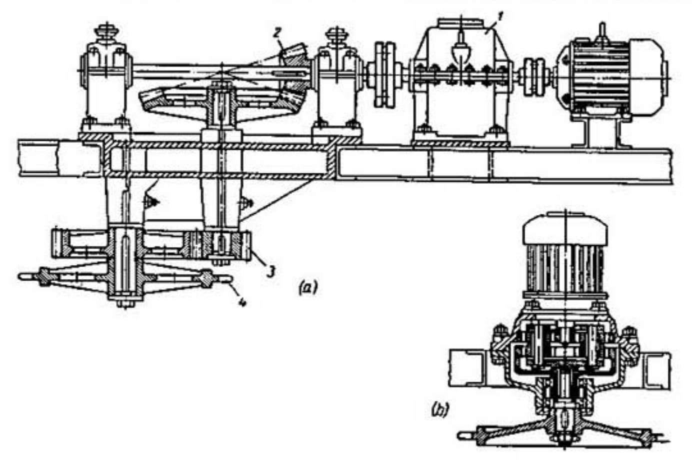



Fig. 408. Mejoramiento del esquema de fuerza del accionamiento de un transportador teleférico

un funcionamiento satisfactorio de los mecanismos, se debe realizar una minuciosa regulación de la disposición recíproca de los mecanismos.

Las ruedas dentadas ejecutadas de fundición no están protegidas de la suciedad; éstas pueden lubricarse sólo con relleno, es decir; aplicando periódicamente grasa consistente. El engrase de los apoyos de los árboles horizontal y vertical también se realiza periódicamente.

Las dimensiones exteriores de la instalación son muy grandes, esto se explica por la separación de los conjuntos, así como por el empleo de material no resistente (fundición) para fabricar las piezas de mayor importancia (las ruedas dentadas).

Esta construcción es típica para los viejos procedimientos de diseño.

En la construcción moderna cerrada, por grupos, con esquema de fuerza racional (fig. 408, *b*), el accionamiento se realiza desde un motor eléctrico de plato, instalado verticalmente, lo que elimina la necesidad de transmisión angular. La requerida relación de transmi-

sión se obtiene con un solo reductor coaxial. El empleo de ruedas dentadas de acero de calidad, tratado térmicamente, y la colocación de un sistema centralizado de lubricante líquido, permite reducir bruscamente las dimensiones exteriores del reductor. Los esfuerzos del accionamiento se extinguen en el cuerpo de la transmisión. El cuerpo y el fundamento están cargados sólo por el esfuerzo circular finito en la rueda de estrella propulsora. En total, se obtiene una gran ganancia en las dimensiones exteriores y en el peso de la instalación, en la sencillez de fabricación, en la comodidad del montaje y servicio, fiabilidad y longevidad.

### 15.0.6 Compensadores

En los sistemas montados por grupos con accionamiento mecánico tiene gran importancia la construcción de las uniones que transmiten momento torsional. La unión debe compensar los desplazamientos longitudinales, la no coaxialidad $e$ y los torcimientos angulares $\alpha$ de los grupos acoplados (fig. 409).

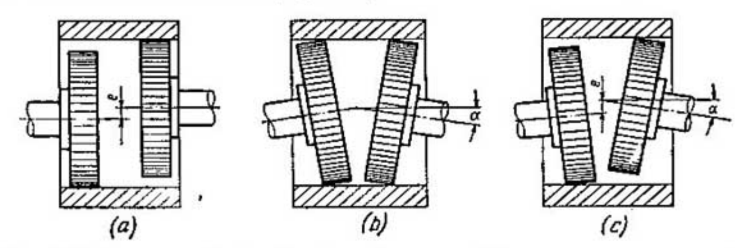



Fig. 409. Esquemas de los desplazamientos y alabeos en uniones coaxiales

Como compensadores generalmente se emplean uniones por estrías con diente de evolvente (fig. 410). Las ventajas de los dientes de evolvente son las siguientes:

gracias a la forma engrosada hacia la base (particularmente en presencia de corrección positiva) el diente posee elevada resistencia mecánica; la concentración de tensiones en la base del diente es pequeña;

los dientes exteriores e interiores de evolvente (a un diámetro suficientemente grande de la corona dentada) pueden trabajarse con gran exactitud en maquinaria para tallado de engranajes estandartizada.

A los dientes exteriores de evolvente se les puede atribuir alta dureza superficial por tratamiento térmico y químico-térmico con el subsiguiente mecanizado preciso en maquinaria para rectificar engranajes.

Las condiciones de trabajo de los dientes en las uniones compensadoras son mucho más pesadas que en los ajustes por estrías centrados. Para elevar la capacidad compensadora, las uniones se ejecutan con una holgura circular aumentada $s = (0{,}05 \div 0{,}07)\ m$, donde $m$ es el módulo del diente. Las fuerzas en los torcimientos se concentran en los bordes extremos de los dientes que se encuentran en el plano perpendicular a la dirección del torcimiento. El contacto lineal por la longitud del diente resulta por puntos, por eso crecen bruscamente

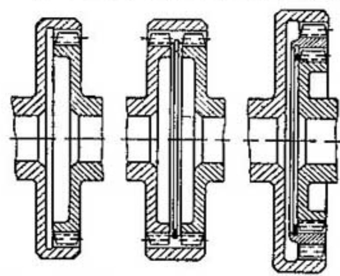


Fig. 410. Compensadores con diente de evolvente

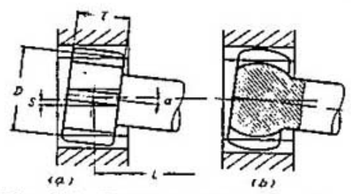



Fig. 411. Esquema para determinar el alabeo máximo del compensador

las tensiones locales de aplastamiento. Ya que en una revolución cada diente interseca dos veces el sector cargado, la carga en los dientes es cíclica, independientemente del carácter del momento torsional.

La capacidad de trabajo de la unión puede elevarse considerablemente, aumentando la dureza superficial de los dientes. Para evitar el endurecimiento por deformación en frío y extraer el calor que se desprende como resultado de los golpes y aplastamiento de los dientes, a la unión se suministra abundante lubricante. El procedimiento más efectivo para aumentar la capacidad de trabajo de la unión reside en aumentar el diámetro de la corona dentada. Esta operación presenta también determinadas ventajas tecnológicas: resulta posible mecanizar el diente interior con mortajadores para tallar dientes de engranaje en lugar de las costosas brochadoras.

La magnitud del torcimiento, admitido por la unión, se limita, en primer lugar, por el contacto de los bordes de los dientes situados en el plano perpendicular a la dirección del torcimiento (fig. 411, *a*). Los dientes que se encuentran en el plano del torcimiento tienen mucha mayor libertad de desplazamiento, ya que la holgura en sentido radial, con un ángulo estandartizado de engrane de 20°, es aproximadamente 3 veces mayor que la holgura circular.

El ángulo máximo posible de torcimiento $\alpha$ puede determinarse de la relación

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{l},$$

donde $s$ es la holgura circular en los dientes;
$l$ es la longitud del diente.

El desplazamiento máximo de los puntos extremos del compensador es

$$s = L\,\mathrm{tg}\,\alpha = \frac{Ls}{l}, \tag{198}$$

donde $L$ es la longitud del compensador.

Para aumentar la capacidad compensadora es mejor disminuir la longitud del diente, lo que sin su debilitamiento, se consigue del modo más fácil, aumentando el diámetro de la corona dentada.

La fuerza circular que actúa en la corona estriada es

$$P = \frac{2M_{tor}}{D}, \tag{199}$$

donde $M_{tor}$ es el momento torsional transmitido;
$D$ es el diámetro medio de la corona estriada.

Para pequeños torcimientos la resistencia mecánica del diente se define por la tensión de aplastamiento en la superficie lateral de las estrías:

$$\sigma_{aplas} = \frac{P}{lzh} = \frac{P}{lzam}, \tag{200}$$

donde $l$ es la longitud de las estrías;
$z$ es el número de estrías;
$h = am$ es la altura de trabajo de la estría, proporcional al módulo del diente estriado;
$a$ es una magnitud constante.

Ya que $z = D/m$, entonces

$$\sigma_{aplas} = \frac{P}{Dla} = \frac{2M_{tor}}{D^2 la},$$

de donde

$$l = \frac{2M_{tor}}{D^2 \sigma_{aplas}} = \frac{\mathrm{const}}{D^2}. \tag{201}$$

La dependencia de la longitud de las estrías [ecuación (201)] y del máximo desplazamiento $S$ de los puntos extremos de los compensadores [ecuación (198)] del diámetro $D$ de la unión se muestra en la figura 412 (las magnitudes $s$ y $l$, siendo $D = D_0$, se han tomado iguales a la unidad).

Con el fin de disminuir las cargas en el borde de los dientes y para aumentar el ángulo de torcimiento, es ventajoso atribuir a los dientes una forma abarrilada. Es obligatorio redondear los bordes de los extremos de los dientes por todo el contorno del diente. A grandes torcimientos es mejor ejecutar los salientes y huecos de los dientes en forma de esfera (véase la figura 411, *b*).

En la figura 413 se muestra un manguito compensador intermedio que admite considerable libertad de los torcimientos y por el esquema general se semeja a un cardán. Este manguito tiene coronas dentadas interiores incompletas; los sectores tallados de ambas coronas están situados bajo un ángulo de 90°, uno respecto de otro. Los discos con el diente exterior tienen en esta construcción coronas dentadas com-

pletas, lo que garantiza el montaje sin error, en cualquier posición angular de la brida respecto a la pieza intermedia.

En la figura 414 se exponen ejemplos constructivos de uniones compensadoras. Las uniones por estrías talladas directamente en los

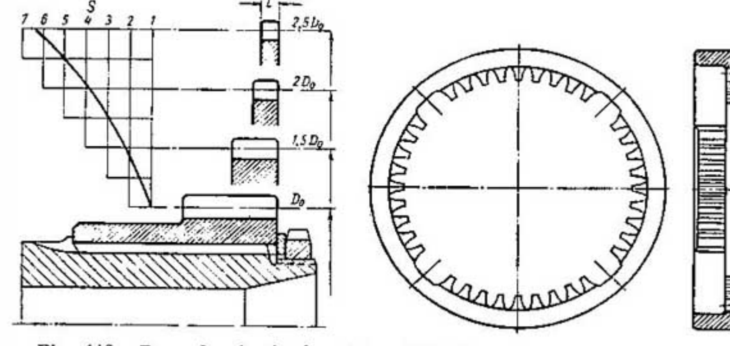



**Fig. 412.** Dependencia de la longitud $l$ de las estrías y del desplazamiento máximo $S$ del diámetro de las estrías

**Fig. 413.** Compensador de un esquema cardán

árboles propulsores (fig. 414, *a*) no son racionales. Su capacidad compensadora es pequeña y se determina sólo por la magnitud del desplazamiento de las estrías en los límites de la holgura entre las

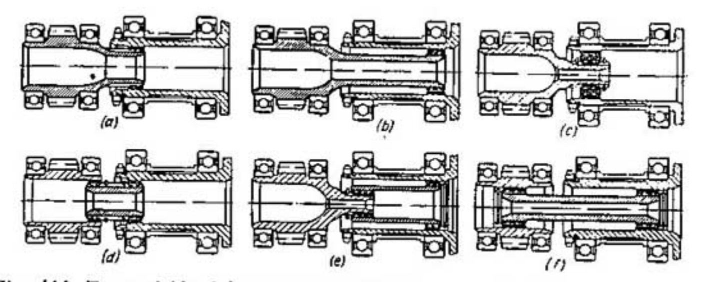



**Fig. 414.** Transmisión del momento torsional con ayuda de un compensador

facetas de las estrías. El alargamiento del rabo del árbol propulsor (fig. 414, *b*) sólo empeora la situación, ya que el extremo estriado del rabo, debido a las inexactitudes inevitables de la fabricación y del montaje adquiere batimientos proporcionales al grado de su separación de los apoyos del árbol propulsor.

Al colocar entre los árboles un casquillo intermedio estriado, encajado libremente en las estrías en ambos árboles (fig. 414, *c*) la capacidad compensadora determinada por la magnitud de la holgura total en las estrías, aumenta dos veces en comparación con la construcción dada en la figura 414, *a*.

Es más racional la construcción en la que los extremos propulsores del manguito estriado se han separado en dirección longitudinal (fig. 414, *c*). En este caso, la capacidad compensadora incrementa gracias a la posibilidad de los torcimientos propios del casquillo. La capacidad compensadora de la unión con longitud elevada del casquillo (fig. 414, *e*) es aún mayor. No obstante, esta construcción no reúne los requisitos de ingeniería, debido a la diferencia de las coronas estriadas en los extremos del casquillo.

La más racional es la construcción en la que como compensador se utiliza un eje largo estriado, *eje que trabaja a torsión*, (fig. 414, *f*) que tiene alta capacidad compensadora.

### 15.0.7 Ejes torsionales

*Los ejes torsionales* no sólo compensan la no coaxialidad, sino que además amortiguan las oscilaciones del momento torsional, haciendo el trabajo del accionamiento, en total, más suave y rítmico. Esta propiedad tiene una importancia peculiar en las máquinas que por el proceso de trabajo es inherente el momento torsional pulsador (máquinas de émbolo).

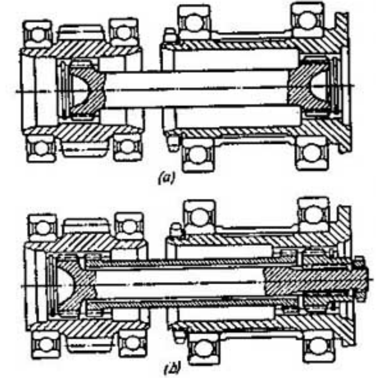


Fig. 415. Transmisión del momento torsional por ejes largos estriados

Gracias a las pequeñas dimensiones radiales, los ejes torsionales se inscriben en las dimensiones de las cavidades interiores de los árboles, lo que hace la construcción compacta (fig. 415, *a*).

Para evitar las roturas de estos ejes en el caso de sobrecarga, en algunos casos se introduce un limitador del torcimiento en forma de manguito estriado que se coloca concéntricamente con dicho eje (fig. 415, *b*). La holgura lateral en las ranuras del limitador se hacen mayor que la holgura en las estrías del eje torsional, de tal modo que al alcanzar un determinado ángulo de torsión el limitador entre en acción y reciba la carga sobre sí.

Los ejes torsionales de designación ordinaria se fabrican de aceros siliciosos para muelles del tipo 60S2A, 70S3A, 60S2JA, para los cuales a un tratamiento térmico óptimo (temple y revenido medio) el límite de fatiga, a una torsión pulsadora $\tau_0 = 65 \div 70$ kgf/mm² y a una torsión simétrica alternativa $\tau_{-1} = 30 \div 35$ kgf/mm².

Para las construcciones tensadas y para las construcciones que trabajan a altas temperaturas se utilizan los aceros al silicio-níquel, al silicio-tungsteno, al silicio-vanadio del tipo 60S2N2A, 65S2VA, 60S2JFA, para los cuales $\tau_0 = 80 \div 90$ kgf/mm². $\tau_{-1} = 40 \div 50$ kgf/mm².

Con el fin de aumentar la torsión elástica de los ejes torsionales se elevan las tensiones calculadas. Para los ciclos pulsantes, habitualmente, se toma $\tau = 30 \div 40$ kgf/mm², lo que corresponde al margen de seguridad (según el límite de fatiga) del orden de 1,5—2. En las construcciones calculadas para una longevidad limitada, las tensiones llegan a 80—100 kgf/mm².

La resistencia a la fatiga puede elevarse considerablemente por medio del tratamiento endurecedor por deformación plástica. Los ejes torsionales que trabajan a carga cíclica alternativa se endurecen por chorreado con perdigones. Los ejes torsionales que trabajan a carga pulsante se endurecen por constriccón (por aplicación de un momento estático de la misma dirección que el momento de trabajo, a un nivel de las tensiones que sobrepase en un 20—40% el límite de fluencia del material). El endurecimiento por chorreado con perdigones y por constricción aumentan la longevidad de los ejes torsionales, aproximadamente dos veces. Da mejores resultados *el endurecimiento por deformación en frío en estado tensado* (endurecimiento por chorreado con perdigones en estado de constricción) que contribuye a aumentar complementariamente la longevidad en un 20—30%.

Las estrías de los ejes torsionales se endurecen por rodillado (en sentido axial) con rodillos con perfil que corresponde al de las cavidades. Las estrías de evolvente se endurecen por método de rodadura con ruedas dentadas calibradoras templadas.

La tensión de torsión en el eje torsional es

$$\tau = \frac{M_{tor}}{W_{tor}} \text{ kgf/mm}^2, \qquad (202)$$

donde $M_{tor}$ es el momento torsional que se transmite;
$W_{tor} = 0,2\, d^3 (1 - a^4)$ es el momento de resistencia de la sección del eje torsional;
$a = d_0/d$ es la relación del diámetro interior de la sección respecto al exterior (para los ejes torsionales macizos $a = 0$).

El ángulo de torsión del eje torsional es

$$\varphi = \frac{M_{tor} l}{G I_{tor}} [\text{rad}] = \frac{360°}{2\pi} \cdot \frac{M_{tor} l}{G I_{tor}} [\text{grad}] = 57,3 \frac{M_{tor} l}{G I_{tor}} [\text{grad}], \qquad (203)$$

donde $G$ es el módulo de elasticidad de cizalladura (para los aceros $G = 8000$ kgf/mm²);
$l$ es la longitud de trabajo del eje torsional, en mm;
$I_{tor} = 0,1\, d^4 (1 - a^4)$ es el momento polar de inercia de la sección del eje torsional.

El ángulo de torsión expresado en función de la tensión $\tau$ es

$$\varphi = \frac{\tau}{G} \cdot \frac{2}{d} l [\text{rad}] = 57,3 \frac{\tau}{G} \cdot \frac{2}{d} l [\text{grad}]. \qquad (204)$$

Supongamos que el eje torsional macizo transmite una potencia $N = 100$ CV, siendo $n = 2000$ r.p.m. La longitud de trabajo del eje torsional $l = 200$ mm.

El momento torsional es

$$M_{tor} = \frac{75N}{\omega} = \frac{75\cdot 100}{0{,}104n} = \frac{75\cdot 100}{210} = 36 \text{ kgf m} = 36\cdot 10^3 \text{ kgf mm}.$$

Tomemos la tensión calculada $\tau = 40$ kgf/mm². El diámetro del eje torsional, conforme a la expresión (202), es

$$d = \sqrt[3]{5}\ \sqrt[3]{\frac{M_{tor}}{\tau}} = 1{,}7\ \sqrt[3]{\frac{36.10^3}{50}} = 17 \text{ mm}.$$

El ángulo de torsión es

$$\varphi = \frac{\tau}{G}\cdot\frac{2}{d}\,l = \frac{40}{8000}\cdot\frac{2}{17}\,200 = 0{,}118 \text{ rad} = 57{,}3\cdot 0{,}118 \text{ grad} = 6°45'$$

Supongamos que el eje torsional pone en movimiento la rueda dentada con diámetro de círculo primitivo $D_0 = 200$ mm. El desplazamiento elástico de la corona de la rueda, bajo carga, en el radio del círculo primitivo $R_0 = 100$ mm es igual a $f = R_0\varphi$ [rad] $= 100\cdot 0{,}118 \approx 12$ mm. Ésta magnitud es muy difícil de obtener con otros dispositivos amortiguadores (por ejemplo, si se coloca entre el árbol propulsor y la corona de la rueda un embrague elástico con muelles espirales cilíndricos).

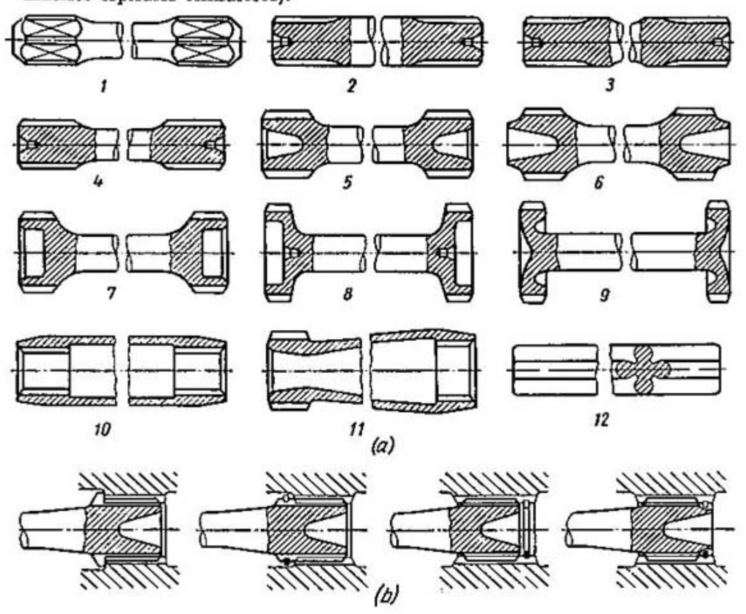



Fig. 416. Ejes torsionales

En la figura 416 se muestran las variadades constructivas de los ejes torsionales. Para transmitir pequeños momentos torsionales se emplea la construcción simplificada *1* con rabos cuadrados. Los ejes torsionales 2—10 con estrías de evolvente son considerablemente más resistentes. La construcción *2* no es racional, debido a la desigualdad de resistencia del vástago y de las estrías. Las mejores construcciones son las *3—6* con elevado diámetro de la corona estriada. Cuanto mayor sea el diámetro de las estrías (construcciones *7—9*), tanto menor será la carga sobre las ranuras y tanto mayor será la capacidad compensadora del eje torsional. Para una capacidad compensadora prefijada el aumento del diámetro permite disminuir la holgura en las estrías, lo que mejora las condiciones de su trabajo y eleva la longevidad de la unión.

Para disminuir el peso los ejes torsionales se hacen tubulares (construcciones *10—11*). Los ejes torsionales *12* de perfil cruciforme tienen elevada elasticidad.

Los ejes torsionales se suelen fijar en sentido longitudinal con ayuda de retenes anulares (fig. 416, *b*).

### 15.0.8 Embragues flotantes de platillos con garras

En el caso de considerable no coaxialidad se emplean los embragues flotantes compensadores de platillos con garras (juntas de Oldham). En la figura 417, *a* se muestra la construcción típica de este embrague. En las bridas a acoplar se han fresado dos garras extre-

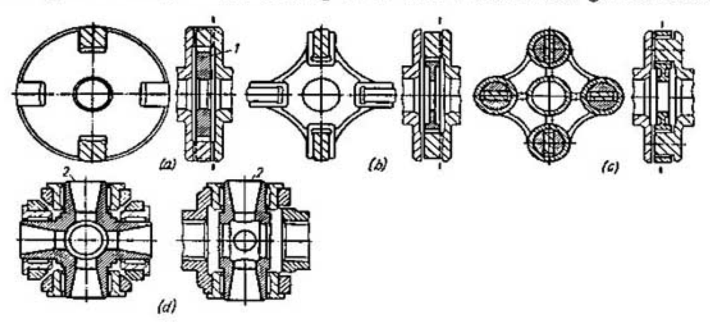



**Fig. 417.** Embragues flotantes de platillos-garras

mas que entran en las ranuras de la arandela intermedia flotante *1*. Las bridas pueden desplazarse por las ranuras de la arandela, las unas respecto de las otras, en cualquier dirección radial. La arandela realiza un movimiento continuo en el plano perpendicular al eje de los árboles, resbalando por las facetas laterales de las garras.

Por eso, esta arandela se fabrica de material antifricción (fundición, bronce y, en caso de pequeñas cargas, de plásticos) o se dotan de sobrejuntas antifricción.

La capacidad de carga de la unión puede considerablemente elevarse haciendo los elementos conductores de acero templado y suministrando abundante lubricante a las superficies rozantes. El elemento flotante puede ejecutarse en forma de disco de acero en forma de estrella con las superficies de trabajo templadas (fig. 417, *b*) o en forma de dados cilíndricos autoajustadores (fig. 417, *c*) que aseguren el reparto uniforme de la carga sobre las superficies de trabajo.

El compensador calculado para transmitir grandes momentos torsionales (fig. 417, *d*) representa la combinación de un embrague flotante de platillos con garras y una junta cardán. La parte principal del compensador es la cruceta *2* montada en cojinetes de agujas en las horquillas de los árboles propulsor y propulsado. La no coaxialidad de los árboles se compensa con el desplazamiento de las horquillas a lo largo de los ejes de los gorrones, los torcimientos se compensan con el giro de las horquillas alrededor de estos ejes, las inexactitudes de la colocación de los árboles en sentido axial se compensan con el desplazamiento de los árboles, por las ranuras de las horquillas.

### 15.0.9 Eliminación y reducción de la flexión

En todos los casos, en que lo admite la construcción, la flexión debe sustituirse por tipos de carga más ventajosos: tracción, compresión o cizalladura. Es racional el empleo de sistemas de barras o semejantes, cuyos elementos experimentan principalmente tracción y compresión.

Si la carga flectora es inevitable, se debe disminuir el brazo de las fuerzas flectoras y aumentar los momentos de resistencia en los sectores peligrosos. Particularmente, esto es importante en el caso de carga de consola que es la más desventajosa en lo que se refiere, a la resistencia mecánica y rigidez.

En la figura 418 se exponen ejemplos de eliminación total o parcial de la flexión. Los brazos de la palanca angular (fig. 418, *a*) experimentan flexión por la acción de las fuerzas aplicadas en los puntos extremos. La introducción de un nervio entre los extremos de la palanca (fig. 418, *b*) liquida la flexión.

En el conjunto de colocación del rodillo en la bancada (fig. 418, *c*) la pata de sujeción se somete a la flexión. Algo mejor es la construcción con nervios de refuerzo (fig. 418, *d*). Lo más racional es colocar el rodillo directamente bajo la pared de la bancada que, en este caso, experimenta compresión (fig. 418, *e*).

En el conjunto del accionamiento del empujador de rodillo (fig. 418, *f*), el bulón trabaja como una consola; las fuerzas que actú-

an sobre el rodillo provocan la flexión del empujador. Al mismo tiempo surgen elevadas reacciones de apoyo en las guías. La ranura en el vástago del empujador está cargada por un momento que tiende a girar el empujador en torno a su eje.

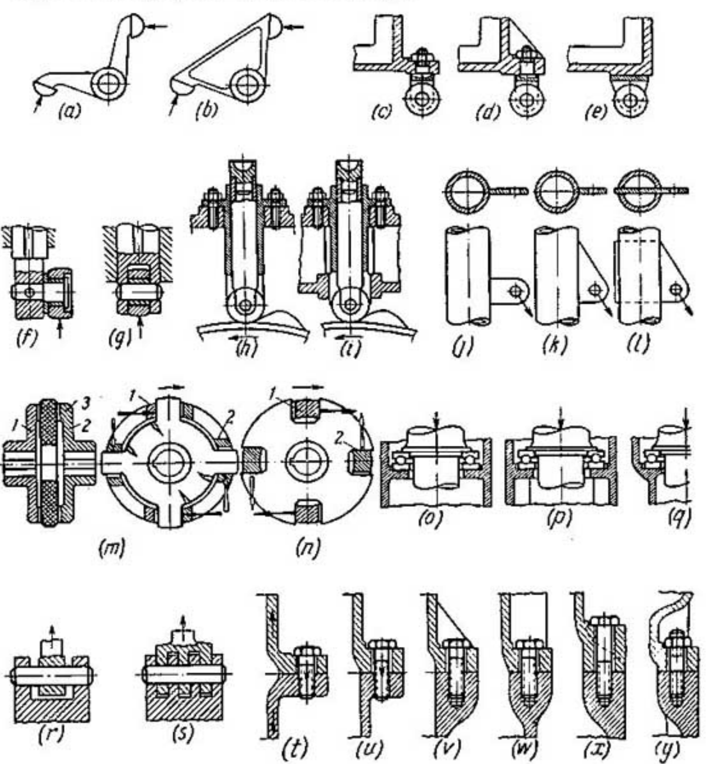



Fig. 418. Eliminación de la flexión

La colocación central del rodillo (fig. 418, *g*) mejora las condiciones de trabajo del conjunto.

La construcción del accionamiento del empujador de rodillo (fig. 418, *h*) es errónea. El manguito guía del empujador ejecutada en forma de consola, se somete a una fuerte flexión por la acción de la leva de mando. La sujeción del extremo del manguito en la bancada (fig. 418, *i*) elimina la flexión.

En la figura 418, *j—l* se aporta un ejemplo de la consolidación sucesiva de la unión soldada de una orejeta con un tubo. La construcción según la figura 418, *j*, es irracional. El voladizo de la orejeta es excesivamente grande; la unión experimenta flexión. La extensión de la costura soldada es insuficiente; en sus puntos extremos superiores surgen a la flexión altas tensiones de tracción.

En la construcción reforzada (fig. 418, *k*) la orejeta está dirigida por la línea de acción de la fuerza y está cargada a la tracción. La longitud de la costura soldada se ha aumentado; la costura trabaja preferentemente al cizallamiento. En la construcción aún más resistente (fig. 418, *l*) la orejeta está hendida en el tubo.

En la figura 418, *m*, *n*, se representa un embrague de platillo con garras compuesto de los discos accionador *1* y accionado *2* unidos por la arandela flctante *3* de plástico.

En la construcción según la figura 418, *m* los salientes radiales de la arandela intermedia están situados de dos en dos en las ranuras entre las garras propulsoras y en las ranuras del disco accionado. Las fuerzas de arrastre (saetas negras) y las fuerzas reactivas en el propulsado (saetas blancas) flexionan los salientes de la arandela intermedia.

En el esquema dual (fig. 418, *n*) los salientes en la arandela se han sustituido por ranuras, en las cuales entran de dos en dos las garras de los discos accionador y accionado. El reparto de las fuerzas, aquí, es más favorable. Los sectores de la arandela entre las ranuras trabajan preferentemente a la compresión; la parte cilíndrica experimenta tracción debida a la resultante de las fuerzas de arrastre y reactivas.

En la construcción de la rangua de empuje con rodamiento de bolas según la figura 418, *o*, la ala anular de apoyo se somete a una fuerte flexión por la acción de la carga de trabajo. En la construcción mejorada (fig. 418, *p*) la ala se ha reforzado con nervios. En la construcción según la figura 418, *q*, la fuerza se transmite directamente a las paredes del cuerpo que trabajan a la compresión.

En la unión ahorquillada de tirantes (fig. 418, *r*) el bulón y la horquilla trabajan a la flexión.

En la construcción según la figura 418, *s*, el bulón se ha hecho pasar por el peine de las espigas; la flexión se ha sustituido por la cizalladura por varios planos.

En la figura 418, *t—y* se muestran los procedimientos para consolidar sucesivamente la unión embridada, cargada por fuerzas de tracción. La construcción expuesta en la figura 418, *t*, es irracional, debido al gran voladizo de los tornillos de sujeción respecto a las paredes de las piezas acopladas. La dismilnución del voladizo hasta el límite admitido por la condición del alojamiento de las cabezas del tornillo, así como por las condiciones del mecanizado de las superficies de apoyo para la cabeza (fig. 418, *u*) reduce el momento flector. La ulterior consolidación puede alcanzarse introduciendo

nervios (fig. 418, $v$, $w$) y aproximando los planos de las paredes al eje de los tornillos (fig. 418, $x$, $y$).

La fuente de la flexión, que en la práctica se escapa frecuentemente de la atención del diseñador, es la forma curvilínea de la pieza que se somete a la tracción o compresión.

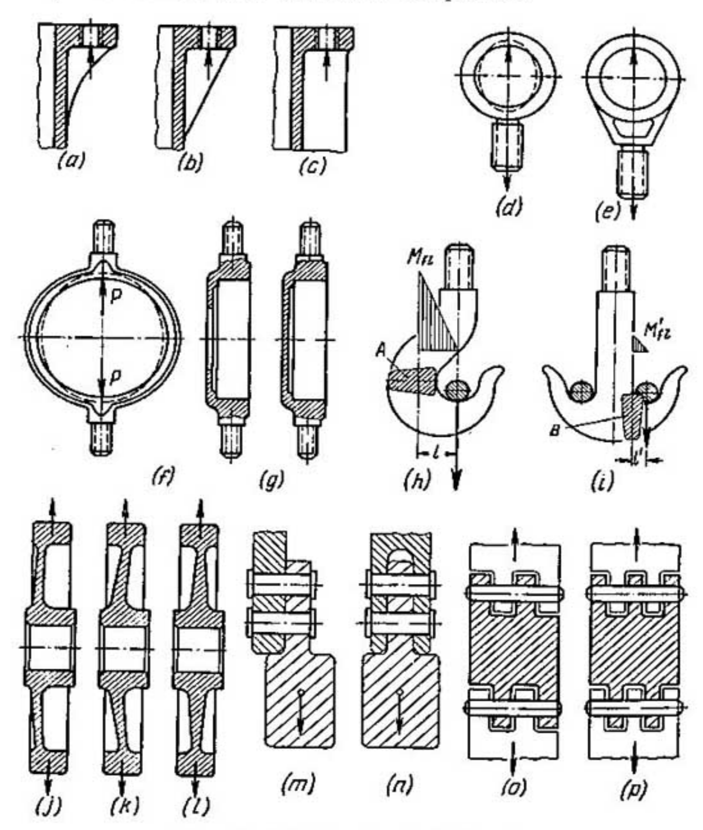



**Fig. 419. Eliminación de la flexión**

Este es, por ejemplo, el caso de los nervios de perfil curvilíneo (fig. 419, $a$). La tracción provoca su flexión que va acompañada de elevadas tensiones de tracción en el vértice de los nervios. El enderezamiento del perfil (fig. 419, $b$) y, particularmente, la disposición

de los nervios por la línea de acción de las fuerzas (fig. 419, *c*) disminuye las tensiones que actúan en ellos.

En las piezas con orejetas (fig. 419, *d*) la tracción (o compresión) provoca flexión y deformación de las paredes. Este fenómeno se puede debilitar dando contornos suaves a los sectores de transición (fig. 419, *e*). Las orejetas pueden reforzarse aplicándoles nervios (fig. 419, *f*) y tabiques (fig. 419, *g*).

El gancho portacarga (fig. 419, *h*) se somete a la flexión por el momento $Pl$ ($l$ es el brazo de la fuerza $P$ de la carga respecto al eje neutro de la sección peligrosa $A$). En el gancho doble (fig. 419, *i*) los momentos flectores por ambos lados se equilibran recíprocamente; el vástago del gancho trabaja a la tracción. El momento flector que actúa en la sección peligrosa $B$ disminuye hasta $Pl'/2$ ($l'$ es el brazo de la fuerza). Con las correlaciones representadas en la figura, el momento disminuye $2l/l' \approx 5$ veces en comparación con la construcción inicial.

En caso de carga por fuerzas de tracción y compresión la flexión con frecuencia es causa de la aplicación excéntrica de la carga.

En el rotor de grandes revoluciones con disco desplazado del eje de simetría de la llanta (fig. 419, *j*), las fuerzas centrífugas que extienden la llanta provocan flexión espacial del disco. En la construcción con disco cónico (fig. 419, *k*) que se une con la llanta por el eje de simetría, la flexión disminuye esencialmente. La construcción más correcta es la de la figura 419, *l*, con disco central que trabaja a la tracción.

En la construcción de sujeción del contrapeso al brazo del árbol cigüeñal (fig. 419, *m*), debido a la disposición excéntrica del contrapeso el brazo experimenta flexión; los remaches trabajan parcialmente a la flexión. En la construcción expuesta en la figura 419, *n*, la sujeción del contrapeso en la orejeta del brazo liquida la flexión. Los remaches trabajan preferentemente a la cizalladura, aumentando el doble el número de superficies de cizallamiento en comparación con las construcciones anteriores.

En la articulación de los eslabones de la cadena transportadora (fig. 419, *o*), debido a la disposición asimétrica de las orejetas, los eslabones, al extenderse, experimentan flexión. La disposición simétrica de las orejetas (fig. 419, *p*) liquida la flexión.

La flexión puede ser provocada por irregularidades locales de la forma de la pieza en los sectores de aplicación de las fuerzas. En la figura 420 se muestra un ejemplo de cabezas de tornillos. La asimetría de la superficie de apoyo de las cabezas (fig. 420, *a*, *b*), así como su rigidez irregular (fig. 420, *c*, *f*) provoca la flexión del vástago del tornillo bajo la carga de extensión. La aplicación central de la fuerza (fig. 420, *g*, *h*) elimina la asimetría.

En la figura 421 se expone un ejemplo de cómo consolidar de modo sucesivo el conjunto de unión de una biela con un émbolo. En la construcción según la figura 421, *a*, el fondo del émbolo, los resaltes de émbolo y el bulón de émbolo se someten a la flexión por la acción

de las fuerzas del gas. La unión de los resaltes con el fondo con nervios (fig. 421, *b*) o con tabiques continuos (fig. 421, *c*) disminuye bruscamente la flexión. Para aumentar la rigidez y la resistencia mecánica, al fondo se le da una forma cóncava esférica (fig. 421, *c*).

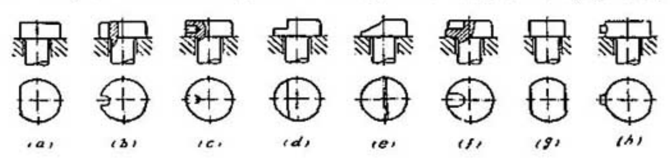



Fig. 420. Eliminación de la aplicación excéntrica de las fuerzas

El bisel del pie de biela (fig. 421, *d*) reduce al mínimo la extensión de la superficie no apoyada del fondo y disminuye simultáneamente la flexión del bulón de émbolo. Al mismo tiempo disminuyen las cargas específicas debidas a las fuerzas de los gases en las superficies de trabajo del bulón de émbolo.

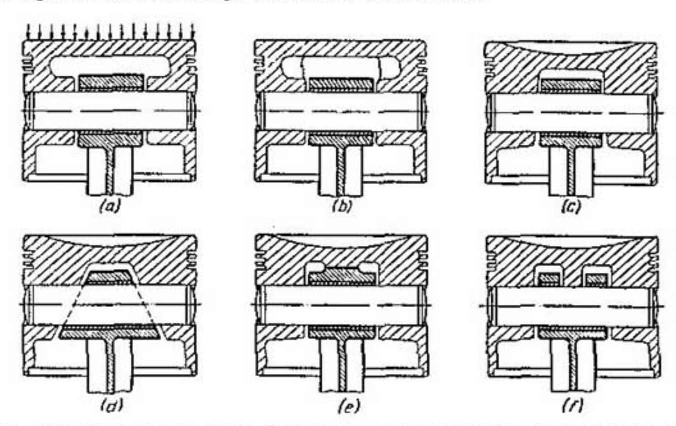



Fig. 421. Eliminación de la flexión en una articulación de émbolo-biela

Al apoyar el fondo del émbolo directamente sobre el pie de biela (fig. 421, *e*) o sobre el bulón de émbolo por la entalladura en el pie de biela (fig. 421, *f*), el fondo y el bulón de émbolo quedan completamente descargados de la flexión.

En la figura 422, *a*, *b*, se exponen construcciones erróneas de un soporte de marco suspendido y cargado por una fuerza de tracción. Como consecuencia de la forma curvilínea en las barras del marco

surgen tensiones de flexión. La flexión se puede disminuir algo, introduciendo dinteles de refuerzo (fig. 422, *c*) y prácticamente eliminar por completo introduciendo un tabique continuo entre las barras (fig. 422, *d*). No obstante esta construcción no es conveniente por su peso.

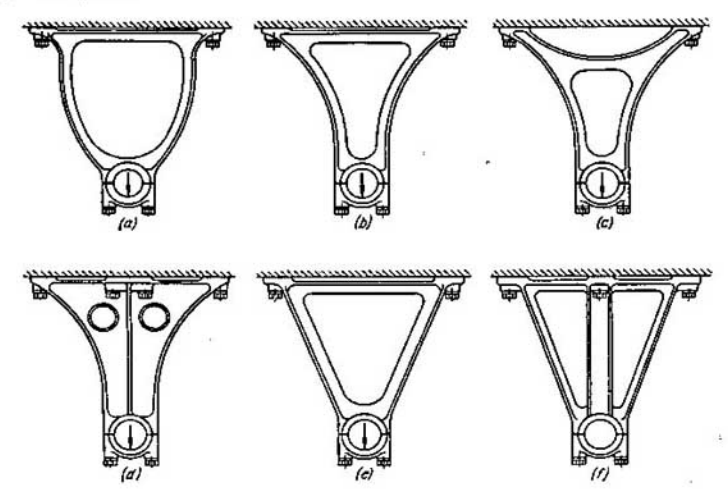



**Fig. 422. Eliminación de la flexión en la construcción de un soporte colgante de bastidor**

Sí conservamos el esquema del marco, es mejor emplear barras rectas (fig. 422, *e*). En este caso, el sistema se aproxima al de armadura. La flexión (de orden secundario) surge sólo como resultado del empotramiento rígido de las barras en los sectores de conjugación (en el sistema puramente de armadura la flexión de las barras se excluye por su unión articulada). En la construcción más racional (fig. 422, *f*) la carga la recibe la barra central reforzada que trabaja a la tracción. Las barras laterales sirven para dar al sistema estabilidad en sentido transversal.

### 15.0.10 Eliminación de las deformaciones durante el apriete

Conviene evitar la posibilidad de que se deformen las partes de la construcción durante el apriete. La sujeción por espárragos y tornillos sin apoyo (fig. 423, *a*) provoca la flexión de las paredes de la pieza y sobretensa el material. Los espárragos y tornillos que pasan

por las piezas huecas deberán encerrarse en columnas rígidas (fig. 423, *b*). En casos particulares puede limitarse en reforzar las paredes tensadas con nervios (fig. 423, *c*), situados cerca de la pieza de sujeción.

La sujeción del sombrerete del cojinete según la figura 423, *d* es errónea. El apriete de los tornillos deforma el sombrerete, lo que va acompañado de la alteración de la forma cilíndrica correcta del

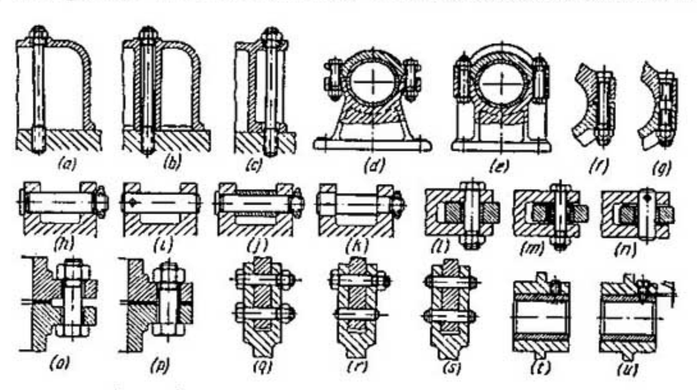



**Fig. 423. Eliminación de las deformaciones en el apriete**

cojinete. Además, en los tornillos surgen tensiones de flexión. En la construcción de la figura 423, *e*, el sombrerete está libre de la acción de los esfuerzos de apriete.

En la figura 423, *f*, se muestra la sujeción incorrecta del sombrerete del pie de biela y en la figura 423, *g*, la correcta.

Con el procedimiento de sujeción del bulón mostrado en la figura 423, *h*, en las orejetas surge flexión. La sujeción del bulón en uno de los brazos con pasador (fig. 423, *i*) libera a la construcción de las tensiones interiores, pero la priva de rigidez. El refuerzo de las orejetas con casquillo espaciador (fig. 423, *j*) obliga a mantener exactamente la longitud de la pieza distanciadora y la anchura del voladizo entre las orejetas, lo que complica la fabricación. Lo más correcto es apretar el bulón sólo en una orejeta (fig. 423, *k*), dando al otro extremo del bulón libertad de autoajustamiento.

Al colocar el rodillo en la horquilla (fig. 423, *l*) el apriete del eje provoca el cierre de las orejetas de la horquilla hasta el tope en los extremos del rodillo, como resultado de lo cual el rodillo pierde movilidad. La introducción de un casquillo espaciador (fig. 423, *m*) arregla la situación pero complica la fabricación. En la construcción más correcta (fig. 423, *n*) el eje se ha fijado sólo en una orejeta. El juego extremo indispensable para la rotación libre del rodillo se

asegura con las dimensiones longitudinales del rodillo y de la ranura entre las orejetas.

En la figura 423, *o*, se muestra el apriete incorrecto de las bridas, en la figura 423, *p*, el correcto.

La sujeción del tirante en la horquilla según la figura 423, *q*, exige el mecanizado preciso o la adaptación ajustada de las superficies de ambas piezas. En caso contrario será inevitable la presión horizontal de la horquilla por el tirante o el pandeo de la horquilla al tensar los tornillos. En la construcción mejorada (fig. 423, *r*) el tornillo inferior se ha sustituido por un bulón prisionero que trabaja a la cizalladura. Las orejetas se flexionan (en presencia de holgura en la unión) sólo como resultado del apriete del tornillo superior que aquí provoca menores tensiones que en la construcción de la figura 423, *q*. En la construcción según la figura 423, *s*, las piezas están acopladas con bulones prisioneros y no experimentan flexión. No obstante, la unión está privada de las ventajas del apriete.

Por los índices sumarios de la resistencia mecánica y rigidez puede considerarse mejor la construcción según la figura 423, *r*.

En la figura 423, *t*, se representa la fijación errónea del casquillo de un cojinete. El tornillo de retención se enrosca hasta el tope en el casquillo, debido a lo cual éste se deforma (línea punteada). En la construcción correcta (fig. 423, *u*), el tornillo se apoya con la cabeza en el cuerpo del cojinete; entre la rosca y la superficie exterior del casquillo se ha dejado una holgura *h*.

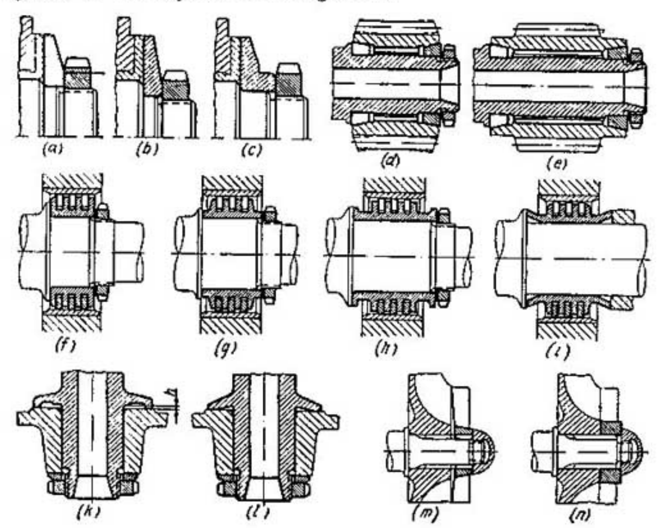



Fig. 424. Eliminación de las deformaciones en el apriete

En la figura 424, *a* se expone un ejemplo del apriete incorrecto de la arandela de apoyo que trabaja por el extremo del cojinete de contacto plano. La altura del collar del árbol es insuficiente; durante el apriete surge la fuerza $P$ que deforma la arandela. Para conservar la forma plana de la arandela hay que aumentar la altura del collar y disminuir el diámetro de la tuerca (fig. 424, *b*) o dar a la arandela un cuello rígido (fig. 424, *c*).

En el conjunto de colocación de la rueda dentada en los conos centradores (fig. 424, *d*) el error reside en que los conos están situados debajo de los dientes; durante el apriete los dientes se deforman (líneas punteadas). En la construcción correcta (fig. 424, *e*) los conos se han sacado fuera del límite de la corona dentada.

La construcción de empaquetadura con anillos seccionados de muelle (fig. 424, *f*) es errónea. Durante el apriete, los peines del cuerpo se deforman y los anillos pierden movilidad. En la figura 424, *g—i*, se muestran construcciones correctas que excluyen el atrancamiento de los anillos.

En algunos casos se introduce deformación limitada con el fin de aumentar la rigidez y la estabilidad de la sujeción. Por ejemplo, al sujetar la columna en la bancada (fig. 424, *j*), entre la brida de la columna y la superficie de apoyo se deja una holgura $h$, que se elimina durante el apriete. La magnitud de la holgura se establece por cálculo o experimentalmente, de modo que las tensiones en la brida no excedan la magnitud peligrosa.

Se alcanza un resultado análogo dando una forma ligeramente cónica a la superficie de apoyo de la brida (fig. 424, *k*).

En la figura 424, *l*, se muestra el conjunto de sujeción del dispositivo guía de paletas a la rueda impelente de una bomba centrífuga. Los extremos de las paletas se han elaborado en forma de cono y durante el apriete se aprietan compactamente a las paletas la rueda impelente (fig. 424, *m*), lo que evita la vibración de las paletas en el trabajo.

## 15.0.11 Compactibilidad de la construcción

Uno de los índices de que la construcción es racional es su compactibilidad. La utilización racional del volumen disminuye las dimensiones exteriores, el peso y el volumen de metal.

La disminución de las dimensiones axiales con frecuencia puede lograrse por el reparto de la construcción en sentido radial. En el conjunto de la empaquetadura extrema (fig. 425, *a*), el casquillo *1* que se aprieta con el muelle contra el disco de empaquetadura *2*, la disposición del muelle por el exterior del casquillo (fig. 425,*b*), hace la construcción más compacta sin alterar los parámetros que determinan la capacidad de trabajo del conjunto.

En la figura 425, *c*, *d*, se expone un ejemplo (conjunto de instalación de una quicionera axial con rodamiento de bolas) de reducción de las dimensiones exteriores disponiendo los elementos de la construcción dentro de las piezas.

En el conjunto de la unión articulada de tuberías (fig. 425, *e*) se ha alcanzado una considerable reducción de las dimensiones exte-



42—976

riores, sustituyendo una de las superficies esféricas exteriores por la superficie esférica interior (fig. 425, *f*).

En el conjunto de colocación extrema del árbol, cargado por una fuerza radial y axial de sentido alternativo (fig. 425, *g*) la carga axial la soportan dos cojinetes de empuje de una fila de bolas. Esta construcción es voluminosa. La fijación del árbol en sentido longitudinal resulta imprecisa: los cojinetes de empuje situados a conside-

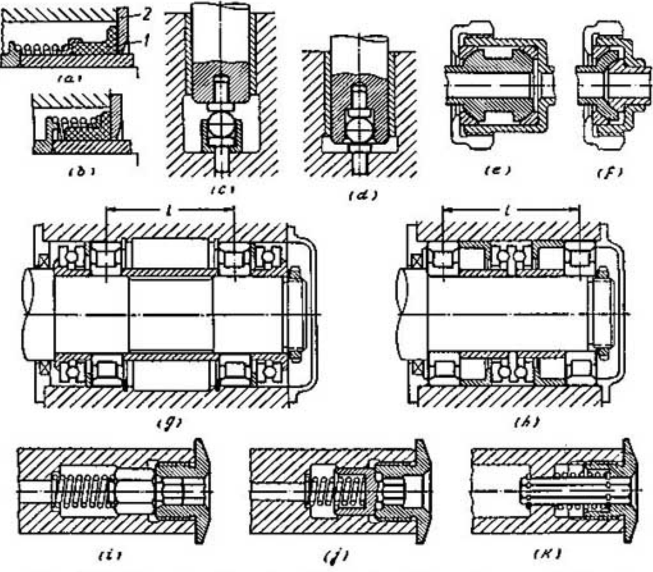



Fig. 425. Ejemplos de reducción de las dimensiones exteriores

rable distancia el uno del otro, deben ser instalados con holgura axial que compense las deformaciones térmicas del sistema; en esta instalación es inevitable un juego axial.

En la construcción representada en la figura 425, *h*, la carga axial la soporta el cojinete de empuje de dos filas de bolas dispuesto entre los apoyos radiales. Las dimensiones de la instalación se han disminuido; el juego axial resulta mínimo. Si se conservan las mismas dimensiones que en la construcción según la figura 425, *h*, puede aumentarse la separación radial de los apoyos 1,5 veces con ventaja para la estabilidad del árbol.

En la figura 425, *i*—*k*, se expone un ejemplo de verificación constructiva y tecnológica del conjunto de retención de la tuerca inte-

rior establecida en el extremo del árbol. En la construcción inicial (fig. 425, *i*) la tuerca está retenida por un inmovilizador de muelle con dos hexaedros, de los cuales el mayor se desliza por el agujero hexaedro del árbol y el menor entra en el agujero hexaedro de la tuerca. Para desenroscar la tuerca es necesario hundir el retén para extraer el pequeño hexaedro del enganche con la tuerca. Las dimensiones axiales del conjunto son injustificadamente grandes. El hexaedro interior de la tuerca se ha hecho llegar hasta el extremo de la tuerca; el montador inexperto puede intentar desenroscar la tuerca sin liberar previamente el retén. Durante el desenrosque el retén que no está fijado con nada en sentido axial, caerá del agujero del árbol.

Al alojar el muelle en el hexaedro del retén (fig. 425, *j*) la longitud del hexaedro interior de la tuerca se acorta, lo que impide que se desenrosque la tuerca sin la liberación previa del retén.

En la construcción más racional (fig. 425, *k*) el retén se ejecuta de una barra de sección hexagonal. Los agujeros hexagonales en el árbol y tuerca se mecanizan con un brochado (en las construcciones anteriores se necesitan dos brochados). Gracias a la instalación del muelle por el exterior del retén, las dimensiones axiales del conjunto se han reducido, 1,5 veces en comparación con la construcción inicial. El retén se fija en sentido axial con un anillo de muelle y no cae del agujero después de desenroscar la tuerca. El desenrosque de la tuerca es posible sólo después de liberar el retén.

En la figura 426, *a*, se muestra el conjunto de transmisión cónica con instalación habitual de una rueda dentada en consola. En la construcción según la figura 426, *b* se ha aplicado la instalación de dos apoyos. Un extremo del árbol de la rueda accionadora se ha colocado en la pared del cuerpo, el otro, en la tapa separable *1* con ventana en el sector de engrane de los dientes. Las dimensiones de la transmisión se han reducido esencialmente, se ha mejorado la estabilidad de las ruedas.

Al trasladar la rueda dentada al otro lado del árbol propulsado (fig. 426, *c*), las dimensiones axiales de la transmisión se reducen casi 2 veces en comparación con la construcción inicial.

El reductor con transmisión cónica expuesto en la figura 426, *d*, además de las grandes dimensiones se distingue por sus insuficiencias sustanciales: las ruedas dentadas se han montado en distintas piezas tipo armazón; es difícil garantizar la exactitud del engrane. La comprobación del engrane es posible sólo al minio.

El volumen del cuerpo se utiliza racionalmente en la construcción mejorada (fig. 426, *e*), donde los cojinetes de la rueda cónica grande están inscritos en el cuerpo. Uno de los cojinetes de la rueda cónica pequeña se ha trasladado también al interior del cuerpo. La ulterior disminución de las dimensiones se ha logrado sustituyendo los rabos chaveteros de las ruedas por estrías interiores. Todos los cojinetes están situados en un cuerpo, lo que es ventajoso para la exactitud de la disposición recíproca de las ruedas cónicas. A la cons-

trucción se le ha dado la estructura de módulos: al sacar la tapa el conjunto de las ruedas queda en su lugar y resulta accesible para la revisión y regulación.

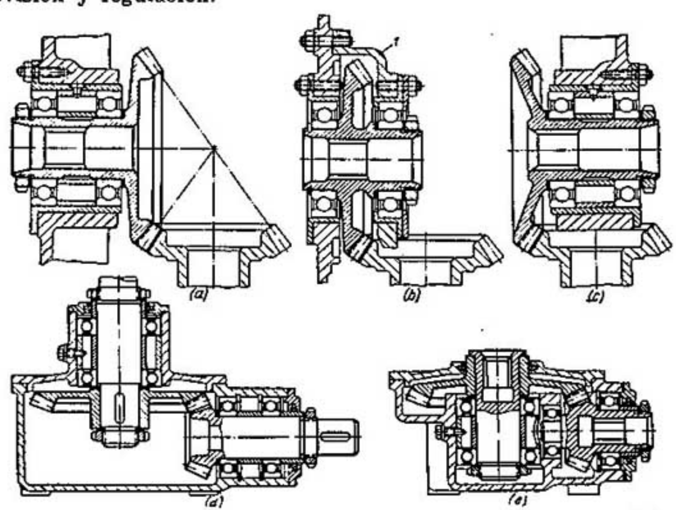



Fig. 426. Disminución de las dimensiones de las transmisiones cónicas

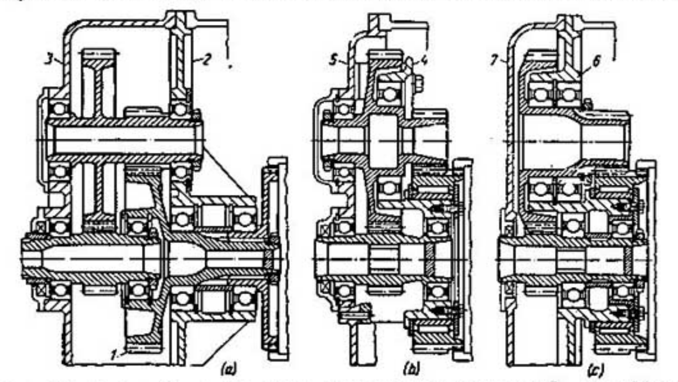



Fig. 427. Reducción de las dimensiones de una transmisión por piñones

En la figura 427 se exponen ejemplos de cómo reducir las dimensiones axiales de la transmisión por engranajes reductora. En la construcción inicial (fig. 427, *a*) la rueda final *1* se ha colocado a

modo de consola en el diafragma *2*. La rueda accionadora está apoyada en dos cojinetes, uno de los cuales se ha colocado en la tapa *3* y la otra, en la entalla del cuerpo de la rueda final, a modo de consola respecto a los cojinetes principales. El árbol de las ruedas dentadas intermedias está apoyado por un lado en el diafragma *2* y por el otro, en la tapa *3*. Las dimensiones axiales de la construcción son injustificablemente grandes. Los apoyos de los árboles propulsor e intermedios están situados en distintas piezas. Las superficies de apoyo del árbol de la rueda accionadora no es posible mecanizarlas en conjunto, lo que condiciona el aumento de la exigencia a la coaxialidad de las superficies de encaje del árbol de la rueda final. El montaje de la transmisión es extremadamente dificultoso. Al unir el diafragma con la tapa, los extremos de los árboles de las ruedas accionadora e intermedia, fijados previamente, cada uno en un apoyo, quedan suspendidos; hay que introducirlos a ciegas en los segundos apoyos. En la construcción mejorada (fig. 427, *b*) los apoyos de los árboles están situados en el diafragma perfilado *4*, apretado a la tapa *5*. La construcción debido a esto, resulta hecha por grupos. Todas las superficies de encaje pueden mecanizarse con una sola colocación, con el diafragma sujeto a la tapa. El reductor puede montarse y comprobarse como un conjunto independiente. En el montaje está abierto el acceso a todas las piezas. Las dimensiones axiales se han disminuido el doble en comparación con la construcción inicial. Esto se ha conseguido (además de la introducción del diafragma separable) por las siguientes medidas:

la corona de las estrías propulsoras de la rueda final (ejecutada en la construcción anterior en una pieza encajada separada se ha fabricado de una sola pieza con la rueda cónica en forma de prolongación de los dientes;

la rueda final se ha montado sobre un cojinete de agujas, colocado en el saliente cilíndrico del diafragma;

las estrías exteriores del árbol de mando se han sustituido por interiores.

En la construcción de la figura 427, *c*, la transmisión está montada sobre una pieza: el diafragma *6*. La tapa *7* no soporta esfuerzos y está conjugada con el mecanismo del reductor sólo por la empaquetadura que abraza la punta del árbol propulsor. La fabricación y el montaje de la transmisión, aquí, se simplifica aún más.

### 15.0.12 Simultaneidad de las funciones constructivas

Las dimensiones y el peso de una construcción en ciertos casos puede disminuirse sustancialmente simultaneando unas cuantas funciones en una misma pieza.

Al colocar cojinetes radiales-axiales, destinados a soportar la carga axial en dos direcciones (fig. 428, *a*) en cada momento la

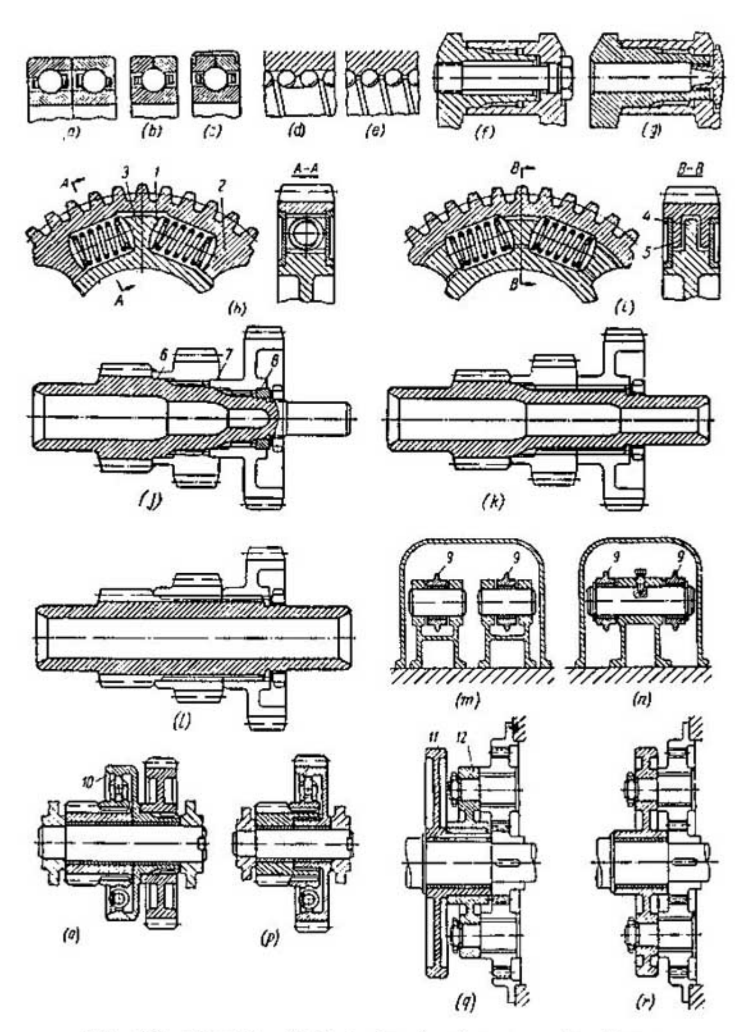



**Fig. 428. Simultaneidad de las funciones constructivas**

carga la soporta uno cualquiera de ellos, mientras que el otro, en este momento está inactivo.

En el cojinete de una fila de bolas de acción bilateral (fig. 428, *b*) las bolas están encerradas en la guiadera con ranuras profundas; la guiadera exterior para comodidad del montaje se ha hecho separable. Bajo carga, las bolas se aprietan contra un lado de la ranura y se alejan del lado opuesto. Al variar la dirección de la carga transcurre el fenómeno inverso. Estos cojinetes con una misma capacidad de carga tienen dos veces menos dimensiones axiales que los cojinetes apareados. El encierre de los aros exteriores en una guiadera común (fig. 428, *c*) puede convertir la construcción en construcción por grupos.

Un ejemplo análogo es el de la transmisión helicoidal en juego de bolas (este sistema, se aplica con frecuencia en las transmisiones de fuerza). En la construcción según la figura 428, *d*, las bolas se han colocado por los espirales en dos filas; la carga axial la soporta sólo la mitad del número total de bolas. Al colocar en cada espiral una fila de bolas (fig. 428, *e*) la carga axial (cualquiera que sea su dirección la soportan todas las bolas, como resultado de lo cual la capacidad de carga de la transmisión aumenta el doble.

En el conjunto de la articulación del gorrón de biela del árbol cigüeñal desarmable la unión está tensada con un tornillo (fig. 428, *f*). En la construcción más racional (fig. 428, *g*) para el apriete se utiliza el rabo de la mitad izquierda del gorrón.

En el conjunto de la instalación elástica de la llanta de la rueda dentada en el cubo (fig. 428, *h*), el momento torsional de sentido alternativo se transmite desde la corona dentada, por una serie de resortes colocados (para evitar el alabeo) en los dados cilíndricos articulados *1*, apoyados en los alojamientos de los salientes *2* y *3* de la llanta y del cubo. Aquí, la mitad de los resortes amortiguan las oscilaciones del momento torsional en una dirección, la otra mitad, en otra dirección.

En la construcción mejorada (fig. 428, *i*) los salientes de la llanta y del cubo coinciden (en el plano); los salientes *4* del cubo se han introducido en las ranuras de los salientes *5* de la llanta. Gracias a esta estructura, todos los resortes reciben simultáneamente las oscilaciones del momento torsional en ambas direcciones. Este conjunto puede transmitir un momento torsional dos veces mayor o asegurar una amplitud dos veces mayor de amortiguación elástica.

Al colocar ruedas dentadas en un árbol (fig. 428, *j*) cada rueda se sujeta en sus estrías; la pequeña longitud de las estrías que se obtiene en este sistema obliga a introducir elementos centradores: cinturones cilíndricos *6*, *7*, *8*. En la construcción según la figura 428, *k*, las ruedas se han encajado en una corona estriada. Como resultado de esto, la nomenclatura de herramientas especiales (brochas, tornillos fresas) disminuye el doble, se simplifica el montaje, se eleva la resistencia mecánica del árbol, aumenta el diámetro del muñón derecho del árbol y crece la longitud de las estrías, lo que

permite ejecutar la operación sin centrar complementariamente las ruedas dentadas.

En la construcción más perfecta (fig. 428, *l*) las ruedas dentadas se han encajado en la prolongación de los dientes de la rueda pequeña. De las herramientas especiales aquí se necesita sólo la brocha para elaborar los agujeros estriados.

En el conjunto del accionamiento del mecanismo de válvula (fig. 428, *m*) los balancines *9* se han colocado cada uno en su eje. La construcción más racional es en la que los balancines se han montado a modo de consola en un eje común (fig. 428, *n*).

En la figura 428, *o*, se presenta un ejemplo de instalación de ruedas dentadas con acoplamiento intermedio de muelle *10*. En la construcción según la figura 428, *p*, los muelles amortiguadores se han alojado en la rueda grande del accionamiento. En definitiva, se han disminuido el peso y las dimensiones axiales, se ha aumentado la rigidez del conjunto.

En el conjunto del accionamiento planetario de la arandela de garras *11* (fig. 428, *q*) los piñones satélites se han establecido en la pieza *12* aislada, que en realidad es sobrante. En la construcción más ventajosa (fig. 428, *r*) los piñones satélites se han montado directamente en la arandela. El conjunto resulta más ligero y compacto; se ha reducido bruscamente el volumen de trabajo en su fabricación.

### 15.0.13 Igualdad de resistencia

En la figura 429 se exponen ejemplos para dar a las piezas de la construcción de maquinaria igual resistencia.

Al cargar un árbol de dos apoyos por una fuerza flectora transversal (fig. 429, *a*) el cuerpo de igual resistencia a la flexión con unas mismas tensiones máximas en todas las secciones tiene el perfil de una parábola cúbica (línea fina en la figura). La construcción en este caso no es de igual resistencia: la parábola de igual resistencia (en el sector cónico del árbol y en la base de la espiga cilíndrica) sale fuera de los límites del contorno de la pieza. Estos sectores están debilitados en comparación con los demás sectores de la pieza.

En la construcción racional (fig. 429, *b*) la parábola está inscrita en el contorno de la pieza. En el árbol se ha abierto un agujero que prácticamente no influye en la resistencia mecánica, pero reduce considerablemente el peso.

A una carga compleja (fig. 429, *c—f*) el árbol experimenta flexión por la fuerza del accionamiento en los dientes; en el sector entre los dientes y la corona estriada que transmite el esfuerzo del accionamiento, el árbol se somete a la acción del momento torsional de trabajo $M_{tor}$.

En la construcción según la figura 429, *c*, la sección del árbol se ha elegido de acuerdo con la máxima tensión de flexión y torsión que tiene lugar en el plano $AA$, sin contar la caída del momento

flector en dirección a los apoyos. Tampoco se tiene en cuenta la circunstancia de que el extremo derecho del árbol, que experimenta sólo tensiones de flexión, está menos cargado que el izquierdo, que se somete a la flexión y torsión.

En la construcción de igual resistencia (fig. 429, *d*) al árbol se le ha dado una forma cónica correspondiente al cambio del momento flector a lo largo del eje. La igualdad de resistencia de los lados

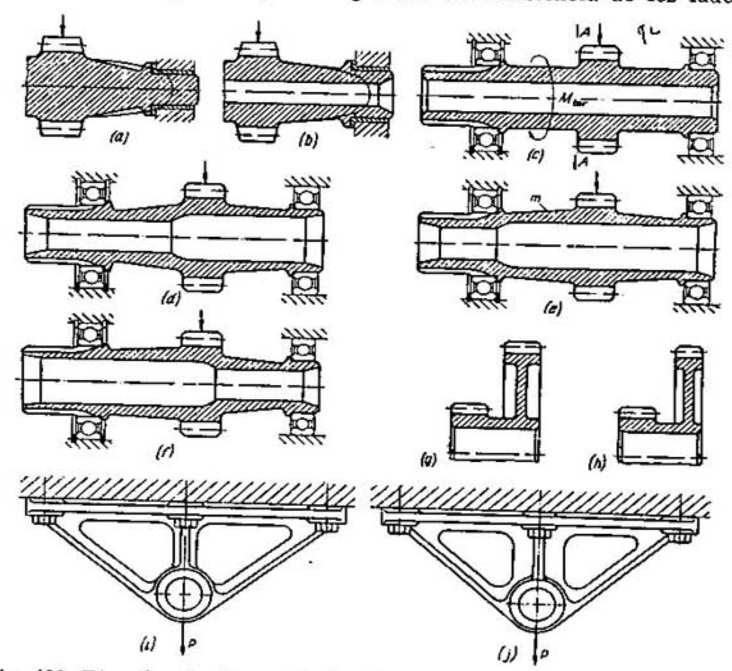



**Fig. 429. Ejemplos de cómo atribuir a las piezas equivalencia de resistencia**

izquierdo (intensamente cargado) y derecho (débilmente cargado) del árbol se ha alcanzado dando a la cavidad interior una forma escalonada.

La igualdad de resistencia puede conseguirse también aumentando las dimensiones exteriores del sector cónico *m* del árbol (fig. 429, *e*) o disminuyendo el diámetro del cojinete de bolas derecho (fig. 429, *f*). Aquí, a la cavidad interior del árbol se le ha dado un escalonamiento inverso al escalonamiento en las construcciones anteriores con el

aumento correspondiente del diámetro del cojinete de apoyo izquierdo.

Los esquemas según la figura 429, *d—f*, son constructivamente equivalentes. La elección del esquema se determina por razonamientos tecnológicos y de explotación.

En el bloque de ruedas dentadas (fig. 429, *g*) los dientes no son de igual resistencia a la flexión y aplastamiento. El esfuerzo circular en la corona dentada de la rueda pequeña, en cualesquiera condiciones, independientemente de si la transmisión es multiplicadora o reductora, es menor que el esfuerzo circular en la corona de la rueda grande en la relación de sus diámetros. Al disminuir la anchura de los dientes de la rueda grande, aunque no proporcionalmente a los esfuerzos efectivos (teniendo en cuenta la velocidad periférica más alta), la construcción en total se aproxima a la de igual resistencia.

En el soporte de barras, cargado por una fuerza de extensión (fig. 429, *i*), la barra del medio, que soporta la parte principal de la carga, está sobrecargada en comparación con las barras laterales débilmente cargadas. Al aumentar la sección de la barra del medio (fig. 429, *j*) el sistema resulta de igual resistencia.

La igualdad de resistencia de los *conjuntos* reside en que todas sus piezas deben tener las mismas tensiones (siendo iguales los materiales) o iguales márgenes de seguridad (para materiales de distinta resistencia mecánica). La construcción de la unión por estrías (fig. 430, *a*) no es de igual resistencia por dos síntomas. La resistencia mecánica de los árboles en el sector liso (diámetro $d$) es considerablemente mayor que en el sector de disposición de las estrías (diámetros $d_0$). La resistencia a la torsión del casquillo estriado es considerablemente mayor que la de los árboles.

La condición de equivalencia de resistencia exige igualdad de los momentos de resistencia a la torsión del casquillo y de los árboles: $0{,}2D^3(1-a^4) = 0{,}2\,a^3$, donde $a = d/D$. Para las correlaciones ($a = 0{,}68$) indicadas en la figura, la resistencia mecánica del casquillo es $\frac{1-a^4}{a^3} = 2{,}5$ veces mayor que la de los árboles.

En la construcción racional (fig. 430, *b*) el diámetro de los árboles se ha disminuido en comparación con el diámetro interior de la unión por estrías; el diámetro exterior $D'$ del casquillo se ha disminuido hasta el valor mínimo aceptable desde el punto de vista tecnológico.

La unión de la pala de hélice (aleación a base de aluminio) con el cubo de acero (fig. 430, *c*) trabaja preferentemente a la tracción por la fuerza centrífuga que surge al girar la hélice. Esta construcción no es de igual resistencia. El perfil de la rosca en el rabo de la pala y en el cubo es igual, mientras que las tensiones admisibles a la flexión y cizalladura para la aleación a base de aluminio son considerablemente menores que para el acero.

En la construcción de la figura 430, *d*, la altura (en sentido axial) de las espiras de la pala se ha hecho mayor que la del casquillo, partiendo del cálculo de la igualdad de los márgenes de seguridad. Al casquillo se le ha dado una forma de igual resistencia a las fuerzas de extensión. Las secciones del casquillo crecen progresivamente hacia abajo, a medida que incrementan las fuerzas de extensión que se transmiten al casquillo por las espiras. En la pala se ha hecho una cavidad de descarga.

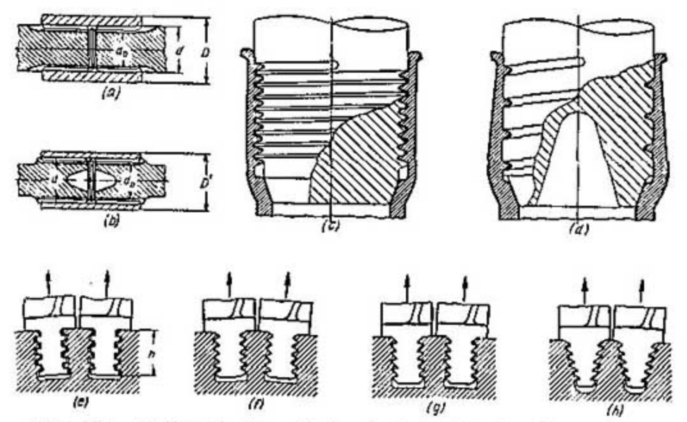



Fig. 430. Atribución de equivalencia de resistencia a los conjuntos

Con la sujeción dentada-ranurada de las paletas de turbina en el rotor, la construcción con dientes de perfil rectangular (fig. 430, *e*) resulta imperfecta por dos causas. En primer lugar, el rabo de la paleta, que tiene igual espesor, no es de igual resistencia. La sección más próxima al zócalo, que soporta la fuerza centrífuga total de la paleta, está sobrecargada en comparación con las demás secciones en las que actúan las fuerzas que decrecen progresivamente hacia el extremo del rabo. En los dinteles del rotor el cuadro resulta inverso. La sección del dintel próximo al final del rabo está sobrecargada en comparación con las secciones situadas más arriba.

En segundo lugar, el material del rabo se utiliza irracionalmente, debido a la forma rectangular de los dientes. La sección total que trabaja a la cizalladura y flexión es aproximadamente igual a la mitad de la sección del rabo (por la altura $h$).

Dando a los dientes una forma triangular (fig. 430, *f*) o trapezoidal (fig. 430, *g*) se puede aprovechar prácticamente toda la altura del rabo para soportar la fuerza. En este caso, la resistencia de los dientes a la cizalladura crece aproximadamente el doble, y a la flexión, 4 veces. La construcción con dientes trapezoidales

(fig. 430, *g*) se distingue por una ventaja complementaria: menor tensión de aplastamiento en las facetas de trabajo de los dientes.

En la construcción más racional (fig. 430, *h*) al rabo se le ha dado una forma cuneiforme correspondiente a la disminución progresiva de las fuerzas que actúan en el rabo. Esta forma garantiza el aumento de las secciones peligrosas del rabo y de los dinteles en la llanta del rotor aproximadamente 1,5 veces con el respectivo aumento de la resistencia mecánica de la unión.

### 15.0.14 Equivalencia del grado de carga de los apoyos

Al diseñar conjuntos con cojinetes de contacto rodante es conveniente garantizar igual longevidad de los cojinetes.

Examinemos el ejemplo de una transmisión por engranajes (fig. 431, *a*). La carga $P_1$ en la rueda pequeña debida a las fuerzas

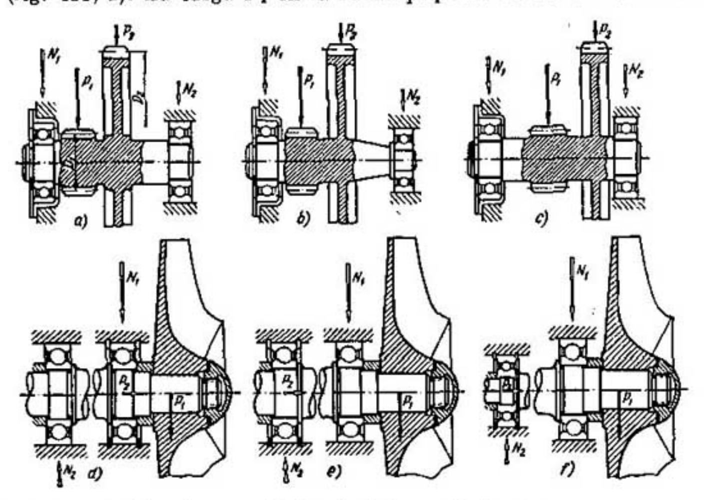



Fig. 431. Atribución de equivalencia de longevidad a los apoyos

del accionamiento es mayor que la carga $P_2$ en la rueda grande en la relación $D_2/D_1 \approx 4$. Para la disposición de los apoyos indicada en la figura, el cojinete izquierdo está cargado por la fuerza $N_1$ 2,5 veces mayor que la fuerza $N_2$ que actúa en el cojinete de la derecha. Los apoyos pueden hacerse de igual longevidad colocando en el extremo derecho del árbol el cojinete pequeño (fig. 431, *b*) con un grado de carga 2,5 veces menor que el cojinete izquierdo. Si en los intereses de la unificación es deseable conservar iguales los cojinetes, se debe

variar la disposición de los apoyos respecto de las fuerzas efectivas (fig. 431, *c*) de modo que se iguale la carga sobre ambos cojinetes.

En el conjunto de instalación en consola de la rueda de álabes de un compresor centrífugo (fig. 431, *d*) sobre el árbol actúa una fuerza radial $P_1$ debida al desequilibrio de la rueda de álabes y la fuerza axial $P_2$ de presión del líquido de trabajo en la rueda de álabes. Esta construcción no es perfecta. El cojinete anterior, próximo a la rueda de álabes, va cargado por una gran fuerza radial $N_1$ y por una fuerza axial $P_2$, el cojinete posterior, por una fuerza radial insignificante $N_2$. En la construcción según la figura 431, *e*, la fuerza axial la soporta el cojinete posterior, como resultado de lo cual la carga sobre los cojinetes resulta más uniforme. En la construcción de la figura 431, *f*, el árbol se ha instalado sobre distintos cojinetes con un grado de carga correspondiente a las fuerzas que actúan sobre ellos.

### 15.0.15 Pincipio de autoalineación

En las articulaciones movibles, donde son posibles los torcimientos y desplazamientos de las piezas, es necesario preveer la libertad de la autoalineación que garantice el funcionamiento correcto de las piezas con todas las inexactitudes posibles de la fabricación y del montaje.

De simple ejemplo nos puede servir la quicionera. Al colocar rígidamente la arandela de apoyo en el cuerpo (fig. 432, *a*) el pivote trabajará por la arandela por los extremos, debido a las torceduras inevitables en el sistema. En la construcción de la figura 432, *b*, la arandela se ha colocado en un apoyo esférico, lo que garantiza el contacto por todas las superficies de rozamiento con ganancia en el grado de carga y la longevidad de la quicionera.

El principio de autoalineación se emplea vastamente en la construcción de apoyos de los árboles que se someten a la flexión y torcimientos. La autoalineación es particularmente indispensable en el caso de cojinetes de contacto plano con gran relación de la longitud al diámetro. En la instalación rígida (fig. 432, *c*) la flexión y el torcimiento del árbol provoca presiones de borde elevadas que empeoran bruscamente las condiciones de trabajo del cojinete. Para atribuir la autoalineación los cojinetes se colocan en apoyos esféricos (fig. 432, *d*).

En los cojinetes radiales de bolas (fig. 432, *e*), la flexión del árbol provoca el torcimiento del cojinete y la carga unilateral de las bolas, cuya magnitud a veces sobrepasa en mucho la carga nominal. Esto se puede liquidar encerrando el cojinete en un collar esférico (fig. 432, *f*) o empleando cojinetes esféricos de dos filas de bolas (fig. 432, *g*).

Cabe señalar que los cojinetes esféricos de dos filas de bolas poseen un grado de carga reducido en comparación con los cojinetes radiales de una fila de bolas

(debido a la forma desfavorable, para la resistencia por contacto, de las pistas de rodadura exteriores) y no están adaptados para soportar considerables fuerzas axiales. Por eso, en los conjuntos que soportan elevada carga axial es preferible emplear cojinetes de una fila de bolas en apoyos esféricos o autoalineadores de dos filas de rodillos en forma de barrilete.

Otro ejemplo que viene al caso es el émbolo de dos escalones de un compresor de aire (fig. 432, *h*). El pistón se desplaza por el cilindro de baja presión, el émbolo buzo *2* se desliza por el cilindro de alta presión (las comunicaciones de aire no se muestran en la figura).

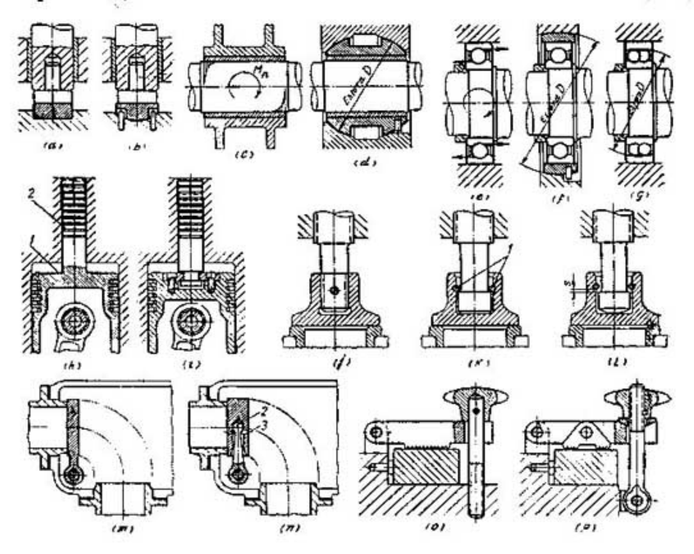



Fig. 432. Atribución de autoajustamiento

La insuficiencia de esta construcción reside en que el pistón y el émbolo buzo se han ejecutado de una sola pieza. Se exige la observación de la coaxialidad exacta de las superficies de trabajo: en primer lugar, del pistón y el émbolo buzo, en segundo lugar; de los agujeros de los cilindros de alta y baja presión. Ya que la holgura entre el émbolo buzo y las paredes del cilindro de alta presión es bastante menor que la holgura entre el pistón y las paredes del cilindro de baja presión, entonces los esfuerzos transversales del accionamiento los soporta principalmente el émbolo buzo que en esta construcción se somete a un desgaste intenso.

En la construcción más perfecta (fig. 432, *i*) el émbolo buzo se ha desacoplado del pistón y puede desalinearse algo y desplazarse respecto del eje del pistón. Los esfuerzos del accionamiento los soporta el pistón; el émbolo buzo está descargado de las fuerzas transversales. La exigencia de la coaxialidad rigurosa de los agujeros de los cilindros de baja y alta presión pierde importancia.

La construcción de la válvula de platillo, en la cual éste se ha sujetado rígidamente en el rabo del husillo (fig. 432, *j*) no asegura el ajuste compacto de la válvula en el asiento, debido a la no perpendicularidad inevitable del plano de encaje respecto del eje del husillo. Otro de los errores consiste en que el platillo, en el ajuste, gira junto con el husillo con relación al asiento. El último error se ha corregido en la construcción según la figura 432, *k*, donde el platillo se ha fijado en el rabo del husillo con dos pasadores transversales *1*. Al cerrar la válvula el husillo gira respecto del platillo. No obstante, no se asegura el ajuste compacto de la válvula.

En la construcción correcta (fig. 432, *f*) el extremo del husillo se ha ejecutado en forma de esfera, gracias a lo cual el platillo de la válvula se autoajusta libremente y se asienta justamente en el asiento cualesquiera que sean las inexactitudes de fabricación. Para garantizar libertad de autoajuste los pasadores de fijación se han introducido con huelgo *s* respecto al espaldón del rabo del husillo.

En la mariposa oscilante que cierra alternativamente dos tuberías perpendiculares una respecto a otra (fig. 432, *m*) prácticamente no se puede asegurar el ajuste compacto de la mariposa a los asientos, particularmente debido a que las tuberías se han colocado sobre juntas blandas y su posición en los tabiques puede variar considerablemente. En la construcción correcta (fig. 432, *n*) la mariposa se ha colocado en la articulación esférica *2*, siendo fijada en una palanca en sentido longitudinal con los pasadores transversales *3* y asegurada del giro en torno al eje del vástago por la disposición de los pasadores fijadores en las muescas del vástago.

En el dispositivo de apriete según la figura 432, *o*, la fuerza de apriete la recibe prácticamente un punto de la superficie estriada. La rosca del tornillo de apriete experimenta flexión.

La construcción según la figura 432, *p* está libre en todos los eslabones de los torcimientos. La instalación del tornillo de apriete con articulación atribuye al mecanismo la ventaja complementaria de rápida acción.

En la figura 433 se muestra un ejemplo de un pestillo de cuña (válvula corredera) que tapa tuberías coaxiales. Al sujetar rígidamente la válvula al vástago de arrastre (fig. 433, *a*) es prácticamente imposible que ajuste herméticamente la válvula en ambos asientos l mismo tiempo; el autoajuste de la válvula es posible sólo a costa de las deformaciones elásticas del vástago y de las holguras en el sistema.

Es algo mejor la construcción con articulación cilíndrica (fig. 433, *b*) que admite libertad de desplazamiento transversal de la

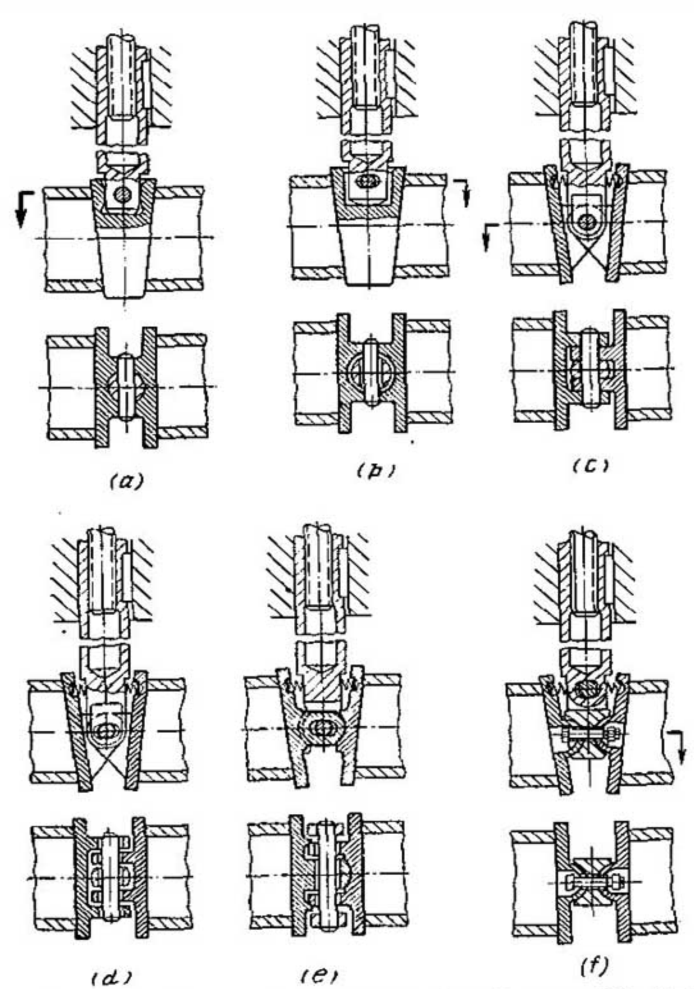



Fig. 433. Atribución de autoajustamiento. Caso de un pestillo de cuña

válvula respecto al vástago. En este caso, se excluye la inexactitud de la disposición del vástago respecto a los asientos. No obstante, no se han tenido en cuenta los errores de fabricación de las superficies inclinadas de la válvula y de los asientos, la no coaxialidad y el torcimiento de las tuberías, el desplazamiento angular de una tubería con relación a la otra en el plano perpendicular al eje.

En la construcción de la figura 433, *c*, la válvula se ha dividido en dos mitades unidas entre sí y con el vástago de accionamiento por un eje cilíndrico. Para evitar la apertura espontánea con la válvula levantada, entre las mitades se han introducido resortes espaciadores. El problema se ha resuelto parcialmente. Las mitades de la válvula pueden autoajustarse sólo en el plano de giro alrededor del eje, pero no en el plano perpendicular al eje de las tuberías. Si los agujeros para el eje en el vástago y orejetas de las mitades se hacen oblongos (fig. 433, *d*), se garantiza la posibilidad de autoajustamiento en todas las direcciones (en los límites de la holgura entre el eje y las paredes de los agujeros).

Las construcciones más correctas en principio son las expuestas en la figura 433, *e*, *f*. En el primer caso, las orejetas de las mitades se han ejecutado en forma de esfera; el eje que sirve para unir las partes del mecanismo, en estado libre, se ha montado en la horquilla del vástago. En el segundo caso, las mitades de la válvula se han fijado, valiéndose de articulaciones semiesféricas, en la cabeza del vástago.

El principio de autoajustamiento se utiliza para equilibrar las cargas en los dientes de las ruedas dentadas en las transmisiones epicicloidales y multiescalonados.

En la transmisión planetaria (fig. 434, *a*) la rueda dentada de corona *1* se ha colocado libremente en los piñones satélites *2* y se retiene del giro por la unión estriada con el cuerpo de la transmisión. La rueda dentada *3* también se ha instalado libremente en las estrías del árbol de arrastre. Ambas ruedas pueden desplazarse (en los límites de las holguras en las uniones por estrías) en direcciones radiales, lo que contribuye a nivelar la carga sobre los piñones satélites.

En la construcción de la figura 434, *b*, el autoajustamiento se ha alcanzado por el encaje libre del portasatélite *4* en las estrías del árbol final, y en la construcción de la figura 434, *c*, dando elasticidad a las llantas de las ruedas dentadas *5* y *6*.

El autoajustamiento en las transmisiones multiescalonadas se puede asegurar con la colocación de los engranajes intermedios *7* (fig. 434, *d*) en la jaula *8* fijada de la rotación por las estrías en el cuerpo; el ajuste de las ruedas dentadas accionadora *9* (fig. 434, *e*) y accionada *10* en las estrías libres; la unión de la rueda accionadora *11* con el árbol propulsor por medio de un casquillo elástico *12* de elastómero, y de la rueda accionada *13* con el árbol final, por estrías (fig. 434, *f*).

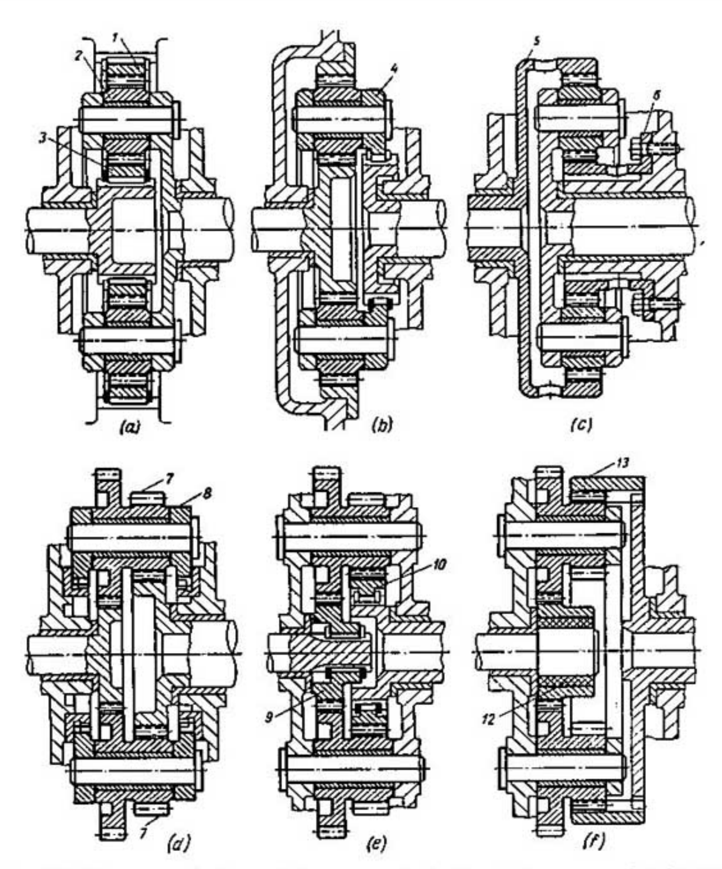


Fig. 434. Esquemas de transmisiones con nivelación de la carga en los dientes de las ruedas:
$a - c$ — planetarias; $d - f$ — de escalones múltiples

## 15.0.16 Bombeamiento

Las superficies que trabajan bajo carga en condiciones de contacto lineal o plano, es conveniente ejecutarlas de forma convexa. Esto garantiza la aplicación central de la carga y elimina las elevadas presiones de borde que surgen debido a las inexactitudes de fabri-

cación y montaje. Este procedimiento llamado *bombeamiento* se emplea ampliamente para las piezas que trabajan a alta carga en condiciones de rozamiento de rodadura o de deslizamiento.

En la figura 435 se muestra la aplicación de este principio para el rodillo de un cojinete de contacto rodante. En el rodillo con bordes agudos (fig. 435, *a*) inevitablemente surgen elevadas presiones de borde. El biselado de los extremos (fig. 435, *b*) no repara la situación. La diferencia consiste sólo en que la carga extrema recae sobre

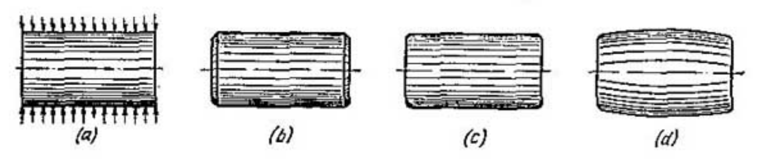



Fig. 435. Aseguramiento de contacto uniforme por la longitud del rodillo

el ángulo obtuso del borde en vez de agudo. Es mejor la construcción de la figura 435, *c*, donde los extremos están unidos con la superficie cilíndrica por un redondeo suave.

En la construcción bombeada (fig. 435, *d*), al rodillo se le ha dado una forma de barrilete. El perfil del rodillo se establece por cálculo o experimentalmente de modo que la carga se distribuya

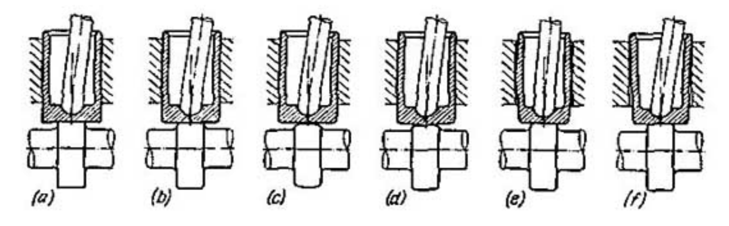



Fig. 436. Aseguramiento de autoajustamiento en el conjunto de accionamiento de un empujador

uniformemente por la longitud de la línea de contacto. La diferencia entre el diámetro máximo y mínimo del rodillo suele ser de varias centenas de milímetro.

En la figura 436, *a*, se expone el caso del accionamiento por leva de un empujador cilíndrico. Los bordes agudos en las superficies de contacto (fig. 436, *a*) no son admisibles. Por lo menos hay que redondear los extremos (fig. 436, *b*). En la construcción según la figura 436, *c*, la leva tiene forma bombeada. Tecnológicamente es más sencillo dar una forma convexa a las superficies de trabajo del empujador (fig. 436, *d*).

En la construcción de la figura 436, *e*, se ha bombeado la superficie directriz del empujador. En el caso de carga excéntrica el empujador, en límites determinados, se autoajusta, conservando un contacto más o menos uniforme en las superficies de trabajo. Otro procedimiento para asegurar el autoajustamiento reside en dar a la superficie directriz del empujador una pequeña conicidad (fig. 436, *f*).



Fig. 437. Diente abombado

En los últimos años se aplica el bombeamiento de los dientes de las ruedas dentadas, como medio para prevenir las elevadas presiones de borde durante los torcimientos. A los dientes de las ruedas pares (o una de las ruedas pares) se les da una forma de barrilete (fig. 437). Esta forma se obtiene (para una dureza del diente no superior a *HRC* 40—45) por el método de rasurado en máquina con mesa oscilante. Al rectificar dientes duros con muelas abrasivas de platillo (método de cremallera generatriz) una tal superficie puede obtenerse acercando periódicamente la pieza bruta a las muelas abrasivas u oscilando la mesa en el plano de avance.

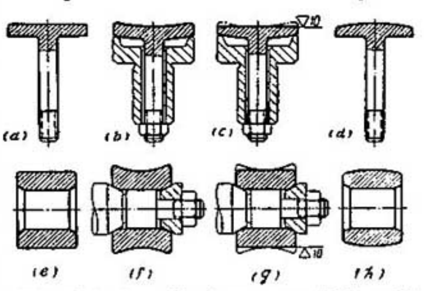



Fig. 438. Procedimientos tecnológicos del abombado

Al bombear superficies planas y cilíndricas, para evitar la elaboración de perfil compleja, se emplea el método de deformación elástica previa de la pieza. En la figura 438, *a—d* se muestra la aplicación de este procedimiento para atribuir una forma débilmente esférica a la superficie de trabajo del platillo del empujador. Para el mecanizado en fino el vástago del empujador se aprieta en el mandril cilíndrico, como resultado de lo cual el platillo se pandea, adquiriendo la forma mostrada exageradamente en la figura 438, *b*. Después de esto, la superficie de trabajo se rectifica por el plano (fig. 438, *c*). Al sacarle del mandril, el platillo se endereza tomando una forma esférica ligeramente convexa (fig. 438, *d*). El grado de convexidad se regula por la fuerza de apriete del empujador en el mandril.

En la figura 438, *e—h*, se muestra el procedimiento análogo de bombeamiento de un rodillo.

Otro procedimiento se basa en la aplicación de una carga rigurosamente tarada a la pieza acabada, que provoca deformaciones residuales de magnitud requerida.

### 15.0.17 Influencia que ejerce la elasticidad en la distribución de las cargas

Las deformaciones elásticas de las piezas influyen esencialmente en la distribución de la carga, en la magnitud y reparto de las tensiones en el cuerpo de la pieza. Hay que representarse claramente la

dirección de las deformaciones elásticas y utilizarlas de modo conveniente para nivelar las cargas y reducir las tensiones.

En la figura 439, *a*, como ejemplo se muestra el conjunto de la unión por estrías de una rueda dentada motriz con el árbol. El disco de la rueda está desplazado respecto a las estrías. El momento torsional transmitido por la rueda lo soporta principalmente el sector de la unión estriada situado en el nudo de rigidez, es decir, en el plano del disco. El diagrama representa el cuadro cualitativo de la distribución de las tensiones de aplastamiento en las facetas de trabajo de las estrías. Las tensiones son máximas en el plano del disco y tienen una magnitud insignificante en la mayor parte de la

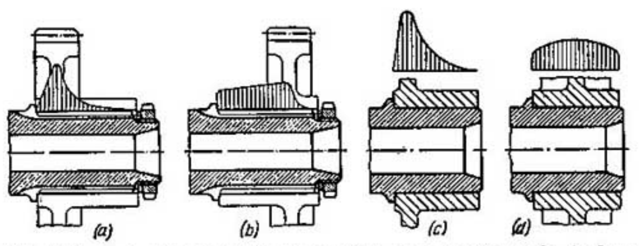



Fig. 439. Influencia que ejerce la elasticidad en la distribución de la carga

longitud de las estrías. Para la disposición inversa de la corona estriada (fig. 439, *b*) el momento torsional que parte de la punta del árbol, provoca el torcimiento de éste y, como resultado de lo cual las estrías situadas a la izquierda de la rueda dentada se aprietan por su longitud contra las estrías del cubo, provocando a su vez el torcimiento del cubo. Aquí, el momento torsional se transmite por la longitud de la unión más uniformemente. El sistema posee hasta cierto grado la propiedad de autorregularse: cuanto mayor es el momento torsional y el torcimiento del árbol, tanto más uniforme resulta la carga en las estrías.

En las uniones a presión (fig. 439, *c*), la presión en la superficie de contacto se concentra principalmente en el nudo de rigidez, es decir, en el plano del disco de la pieza encajada. En el caso de disposición central del disco y refuerzo del cubo con nervios (fig. 439, *d*), la distribución de la presión resulta más uniforme.

Otro ejemplo del uso de la elasticidad para la distribución uniforme de los esfuerzos, es el conjunto de empotramiento de una columna. En una construcción habitual (fig. 440, *a*), la carga fundamental recae sobre el nudo de rigidez, es decir, sobre el sector de transición de la brida, al cuerpo de la columna.

Si la superficie de apoyo de la brida se hace ligeramente cónica (fig. 440, *b*), entonces durante el apriete la brida toca al principio la superficie de apoyo de la periferia, luego, deformándose elástica-

mente, a medida que aumenta la fuerza de apriete, hace contacto con la superficie por todo el plano. Como resultado se obtiene una distribución más uniforme de los esfuerzos por la superficie de apoyo y el aumento de la rigidez y estabilidad de la sujeción.

En la figura 440, *c*, *d*, se muestra un ejemplo de consolidación del conjunto de sujeción de la paleta de turbina en el rotor con ce-

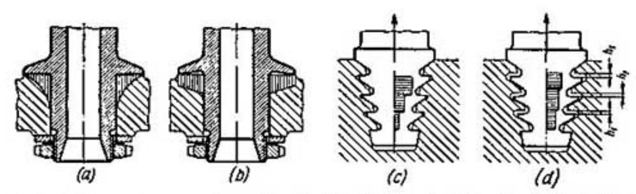



Fig. 440. Influencia que ejerce la elasticidad en la distribución de la carga

rradura a raspa de pescado. En la construcción de la figura 440, *c*, las superficies de trabajo de los dientes trapezoidales de las paletas que soportan la fuerza centrífuga $P$, en la posición inicial hacen contacto con las superficies de apoyo de las ranuras del rotor. Con la aplicación de la carga la parte del rabo próxima al cuerpo se extiende; el cuerpo del rotor que posee gran rigidez se deforma en menor grado. A consecuencia de esto, la carga la soportan principalmente los primeros dientes (véase el diagrama).

En la construcción de la figura 440, *d*, los dientes se han ejecutado con relación a las ranuras con los huelgos $h_1$, $h_2$, $h_3$, sucesivamente crecientes del rabo al zócalo. Durante la extensión de la paleta las superficies de trabajo de los dientes se cierran con las de apoyo de las ranuras del rotor, la carga entre los dientes se distribuye más uniformemente, a causa de lo cual la unión resulta más resistente.

Prácticamente en la construcción de las uniones a raspa de pescado se tiene en cuenta además las deformaciones por cambio de temperatura provocadas por el calentamiento irregular de la paleta y de los sectores entre las paletas del rotor, así como el arrastre del material del rabo.

En las uniones a rosca de tipo corriente (fig. 441, *a*) la carga en las espiras se distribuye irregularmente. Aquí, el fenómeno se agrava por el hecho de que las deformaciones elásticas del tornillo y de la tuerca son de distintas direcciones: el tornillo bajo la acción de las fuerzas de apriete y de las cargas de trabajo se extiende (en la magnitud $f_1$), en tanto que la tuerca se comprime (en la magnitud $f_2$). En definitiva, las primeras espiras (a partir de la superficie de apoyo de la tuerca) de la rosca del tornillo, con la aplicación de la carga entran en las primeras espiras de la tuerca (fig. 441, *b*) y toman sobre sí la mayor parte de la carga. Según los datos teóricos y experimentales, la primera espira soporta aproximadamente el 30% de toda la carga.

Se han elaborado ya procedimentos eficaces para nivelar la carga por las espiras, corrigiendo la geometría de la rosca. El más sencillo de éstos consiste en que el paso de la rosca de la tuerca se hace mayor que el del tornillo en la relación que depende de la magnitud de la fuerza efectiva y establecida por cálculo o experimentalmente. Por

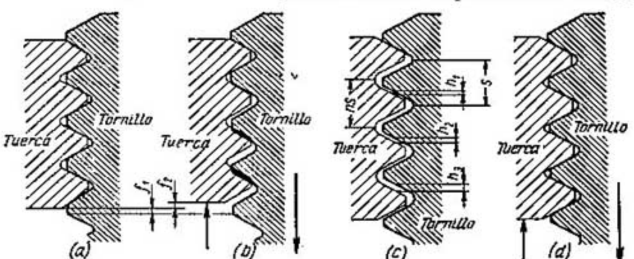



Fig. 441. Distribución de la carga en las uniones a rosca

término medio esta relación es igual a 1,002—1,004. Para las uniones a rosca con pasos ordinarios (1—2 mm) la diferencia en el paso de la tuerca y del tornillo es de 3—5 μ. Además, en la unión se prevén elevadas holguras radiales que garantizan el autoajustamiento de la tuerca respecto del tornillo y la superficie de apoyo. En estado libre, la espira superior del tornillo hace contacto con la espira superior de la tuerca (fig. 441, *c*); entre las espiras subsiguientes se forman las holguras axiales que aumentan progresivamente $h_1$, $h_2$ y $h_3$. Con la aplicación de la carga, el tornillo se extiende y la tuerca se comprime, como resultado de lo cual las espiras del tornillo entran sucesivamente en las de la tuerca (fig. 441, *d*). Con la elección correcta de la diferencia del paso todas las espiras reciben la carga. La carga completamente uniforme se asegura sólo con una determinada magnitud calculada de la fuerza que actúa en la unión. No obstante, también con fuerzas próximas a esta magnitud, la carga se distribuye más uniformemente por las espiras que en el caso de rosca de igual paso.

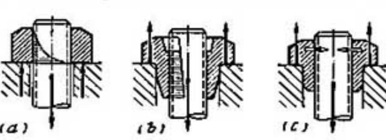



Fig. 442. Construcción de tuercas

Otro procedimiento está basado en invertir la dirección de la deformación de la tuerca. Si la zona roscada de la tuerca trabaja no a la compresión (fig. 442, *a*), sino a la tracción (fig. 442, *b*), las primeras espiras de la tuerca bajo la acción de la carga se desplazan en la misma dirección que las espiras del tornillo. Como resultado, la carga se distribuye más uniformemente por las espiras. Tales tuercas se llaman *tuercas de distensión*.

*En la tuerca semidistendida* (fig. 442, *c*) la superficie de apoyo se encuentra aproximadamente a la mitad de la zona roscada, cuya parte inferior trabaja a la tracción. Para hacer participar en el trabajo a las espiras superiores se usa el efecto de la deformación elástica de la parte superior de la tuerca. Las fuerzas que actúan en la superficie de apoyo provocan la deformación radial del cuerpo de la tuerca (en el sentido indicado por las saetas blancas), y, como resultado, la compresión de las espiras superiores del tornillo. Las tuercas distendidas y semidistendidas se emplean hoy día vastamente en las uniones a rosca de responsabilidad.

El perfil de la tuerca de distensión con distribución uniforme de la carga se determina de los siguientes razonamientos. Supongamos que la longitud de la zona roscada de la tuerca es igual a $h$ (fig. 443, *a*). La condición de distribución

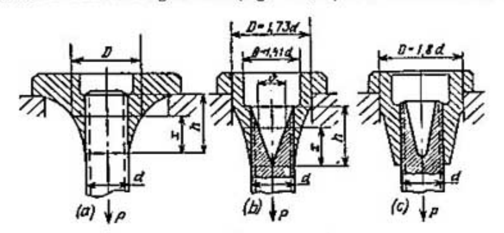



Fig. 443. Esquema para determinar el perfil de una tuerca de extensión

uniforme de la carga por las espiras exige que la fuerza que extiende la tuerca, en cualquier sección que se encuentre a la distancia $x$ desde el comienzo de la rosca, sea igual a

$$P_{tuer} = P\frac{x}{h}, \tag{205}$$

donde $P$ es la fuerza que actúa en el tornillo.

La fuerza que extiende el tornillo en esta misma sección es

$$P_{tor} = P - P_{tuer} = P\left(1 - \frac{x}{h}\right). \tag{206}$$

De la condición de la simultaneidad de las deformaciones, el alargamiento relativo de la tuerca, en cualquier sección, debe ser igual al alargamiento relativo del tornillo:

$$\frac{P_{tuer}}{E_{tuer}F_{tuer}} + \frac{F_{tor}}{E_{tor}F_{tor}}, \tag{207}$$

donde $F_{tuer}$, $F_{tor}$ y $E_{tuer}$, $E_{tor}$ son respectivamente las áreas de la sección transversal y los módulos de elasticidad del material de la tuerca y del tornillo.

Sustituyendo en la ecuación (207) los valores de $P_{tuer}$ y $P_{tor}$, de las expresiones (205) y (206), obtenemos

$$F_{tuer} = F_{tor}\,\frac{x}{h-x}\cdot\frac{E_{tor}}{E_{tuer}}.$$

Siendo igual el material de la tuerca y del tornillo ($E_{tuer} = E_{tor}$):

$$F_{tuer} = F_{tor}\,\frac{x}{h-x}. \qquad (208)$$

Sustituyendo en la ecuación (208) los valores de $F_{tor} = 0{,}785\,d^2$ y $F_{tuer} = 0{,}785\,(D^2 - d^2)$, donde $d$ es el diámetro del tornillo y $D$ es diámetro exterior variable de la tuerca, obtenemos

$$D = d\sqrt{\frac{h}{h-x}}. \qquad (209)$$

Siendo $x = h$ el diámetro $D = \infty$.

Es evidente que a esta condición sólo nos podemos aproximar. Cualquiera que sea el diámetro final de la tuerca (en el plano de terminación de la rosca) las espiras superiores estarán más cargadas que las inferiores.

La distribución uniforme de la carga por las espiras puede alcanzarse aumentando la ductilidad del extremo del tornillo. Supongamos que en el vástago del tornillo se ha hecho una cavidad cónica (fig. 443, *b*) con vértice en el plano del comienzo de la rosca. El diámetro variable $\vartheta$ de la cavidad es

$$\vartheta = d\,\frac{x}{h},$$

donde $d$ es el diámetro inicial de la cavidad (aceptado igual al diámetro del tornillo).

La sección variable del tornillo es

$$F_{tor} = 0{,}785\,(d^2 - \vartheta^2) = 0{,}785d^2\left[1 - \left(\frac{x}{h}\right)^2\right].$$

Sustituyendo esta expresión en la ecuación (208), obtenemos

$$D = d\sqrt{\frac{(h+x)\,x}{h^2} + 1}. \qquad (210)$$

Siendo $x = h$, el diámetro $D = d\sqrt{3} = 1{,}73\,d$.

Esta forma de tuerca es realmente ejecutable.

La sección de la tuerca en el sector superior a la zona roscada se determina de la condición de igualdad de resistencia de la tuerca y del tornillo a la tracción

$$F'_{tuer} = F_{tor}. \qquad (211)$$

Supongamos que el diámetro de la cavidad en la tuerca, en el sector superior a la zona roscada es igual a $\vartheta$. Entonces, de acuerdo con la ecuación (211)

$$0{,}785\,[(1{,}73\,d)^2 - \vartheta^2] = 0{,}785\,d^2,$$

de donde

$$\vartheta = d\sqrt{2} = 1{,}41\,d.$$

En la figura 443, *c*, se muestra una aproximación constructiva a la forma téorica de la tuerca y del tornillo con distribución uniforme de la carga por las espiras.

En la figura 444 se muestra un ejemplo de elaboración racional de la construcción de una unión a rosca altamente cargada (el conjunto de sujeción de la pala de hélice).

La elasticidad de los sistemas se debe tener en cuenta al diseñar conjuntos de cojinetes. En la figura 445, *a*, *b*, se muestra el ejemplo de una instalación en pareja de cojinetes de contacto rodante. En la

construcción según la figura 445, *a*, la mayor parte de la carga la soporta el cojinete situado en el nudo de rigidez (plano de las paredes del cuerpo). El segundo cojinete se ha colocado en el extremo del cubo y está cargado insignificantemente debido a la ductilidad del cubo. La carga sobre el cojinete puede nivelarse, con ventaja para la capacidad portante del conjunto en total, reforzando el extremo del cubo con un segundo tabique (fig. 445, *b*).

(a) (b)

Fig. 444. Consolidación del conjunto de sujeción de una pala de hélice

En la figura 445, *c*, se muestra otro ejemplo de aprovechamiento de la elasticidad. Los cojinetes se han instalado en un casquillo de acero de pared delgada. Gracias a la elasticidad del casquillo este sistema se adapta a los torcimientos del árbol, es decir, se aproxima al sistema de instalación de los cojinetes en apoyo esférico.

Maniobrando con la elasticidad, puede alcanzarse una distribución racional de la carga entre los cojinetes. En el conjunto de cojinete, cargado por la fuerza radial $P$ y por la carga axial unilateral $Q$ (fig. 445, *d*), es conveniente repartir las funciones de los cojinetes: cargar uno sólo por la fuerza radial, el otro, sólo por la axial. Esto

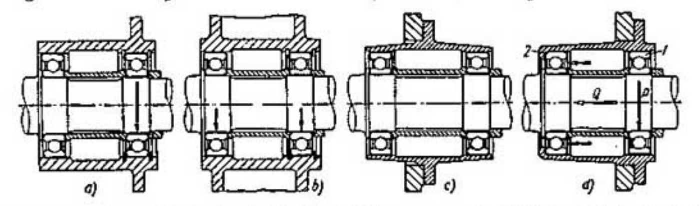



Fig. 445. Influencia de la elasticidad del cuerpo en la distribución de la carga, en la colocación gemela de cojinetes

se consigue con la colocación de los cojinetes en un casquillo elástico de consola. El cojinete *1*, situado en el nudo de rigidez (en el plano de la brida de sujeción), soporta la carga radial. El cojinete *2*, situado en el extremo de la consola, soporta sólo la carga axial.

### 15.0.18 Conjugación por varias superficies

Se debe evitar la conjugación de las piezas por varias superficies (fig. 446, *a*, *c*). Como regla general, las piezas hay que conjugarlas sólo por una superficie, previniendo en las demás superficies las suficientes holguras *h* (fig. 446, *b*, *d*) para excluir su contacto para

todas las posibles inexactitudes de fabricación, deformaciones elásticas, dilataciones térmicas del sistema o en caso de compresión de las guarniciones de empaquetadura.

Sólo los diseñadores principiantes cometen los errores groseros semejantes a los representados en la figura 446, *a*, *c*. Frecuentemente se cometen errores que consisten en la introducción de un ajuste sobrante, centrado excesivo, etc. Por ejemplo, el ajuste de la chaveta

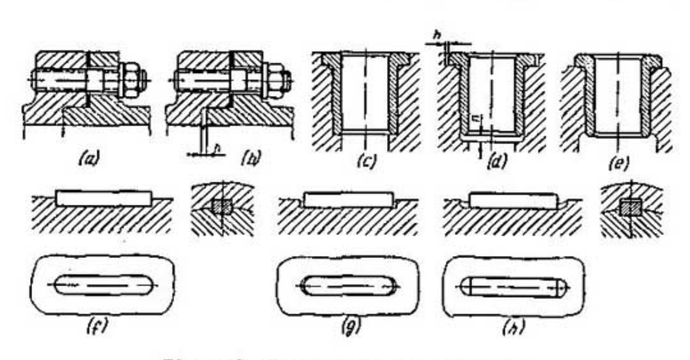



Fig. 446. Conjugación de superficies

prismática insertada al chavetero por todo el contorno (fig. 446, *f*) complica mucho la producción y, además, absolutamente en vano. La chaveta se ajusta correctamente sólo por las facetas de trabajo, dejando huelgos por los extremos de la misma y entre el plano superior de ésta y el fondo del chavetero (fig. 446, *g*, *h*).

## 15.0.19 Apriete por dos superficies

El apriete por dos superficies a veces es inevitable por condiciones constructivas. En la figura 447 (conjunto de apriete de tres bridas) se exponen varios tipos de procedimientos aplicables en tales casos.

El apriete uniforme simultáneo de todas las superficies (fig. 447, *a*) exige la elaboración conjunta de los extremos, el ajuste o la fabricación muy precisa. Si la brida sobresale del alojamiento (fig. 447, *b*), en la unión surge apretura y la pieza tensada experimenta flexión. Si la brida está hundida en el alojamiento (fig. 447, *c*), se pierde la fijación axial de la brida.

La introducción de juntas elásticas (fig. 447, *d—f*) mejora la construcción. En particular, esta medida asegura hermeticidad en

la unión, si dicha junta es bastante gruesa y elástica y cubre la no coincidencia de las superficies que se compactan.

Si es necesario asegurar simultáneamente hermeticidad y fijación axial precisa de la brida, se recurre a colocar juntas de metal

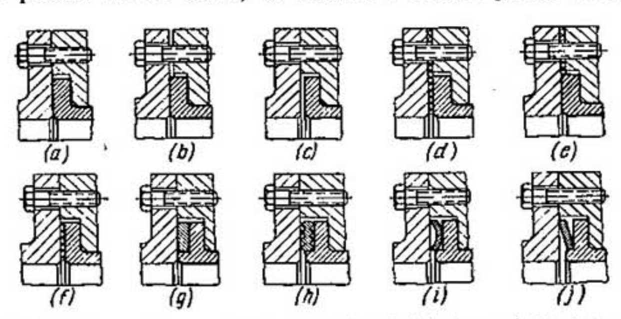



**Fig. 447. Apriete por dos superficies. Caso de sujeción de una brida intermedia**

blando (cobre rojo, plomo, aluminio, etc.) de espesor que sobrepase la profundidad del alojamiento para la junta. Durante el apriete, el metal de la junta se deforma plásticamente (fig. 447, *g*), compactando la unión y fijando la brida. Para la salida del exceso de metal se debe prevenir un volumen libre. Las tensiones de aplastamiento que surgen en la junta, bajo la acción de los esfuerzos axiales de trabajo, deben ser menores que el límite de fluencia del material de la junta. De lo contrario, puede perderse la exactitud de la fijación axial.

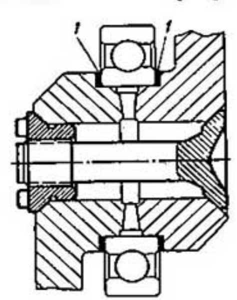



**Fig. 448. Apriete por varias superficies. Muñón compuesto de un árbol cigüeñal**

Las juntas de metales más duros (latón, bronce, acero recocido pobre en carbono) para garantizar la deformación plástica se hacen acanalados o en forma de peine (fig. 447, *h*). También se aplican guarniciones de muelle (fig. 447, *i*, *j*).

En la figura 448, se muestra el ejemplo de un árbol cigüeñal compuesto, acoplado por el muñón de apoyo del cigüeñal en las estrías extremas de perfil triangular, con apriete simultáneo del cojinete de contacto rodante. El apriete de fuerza de las estrías y el apriete compacto de la guiadera interior de cojinete, en este caso, se han asegurado con la introducción de anillos metálicos deformables *1* a ambos lados de la guiadera.

### 15.0.20 Fijación axial de las piezas

Las piezas se deben fijar en sentido axial sólo en un punto, proviniendo la posibilidad del autoajuste libre de la pieza por el resto de su longitud. Si, por ejemplo, el bulón se ha fijado por tornillos enroscados en dos apoyos (fig. 449, *a*), entonces al variar las dimensiones como resultado del cambio de temperatura, en el conjunto surgen tensiones excesivas. En la construcción correcta (fig. 449, *b*)

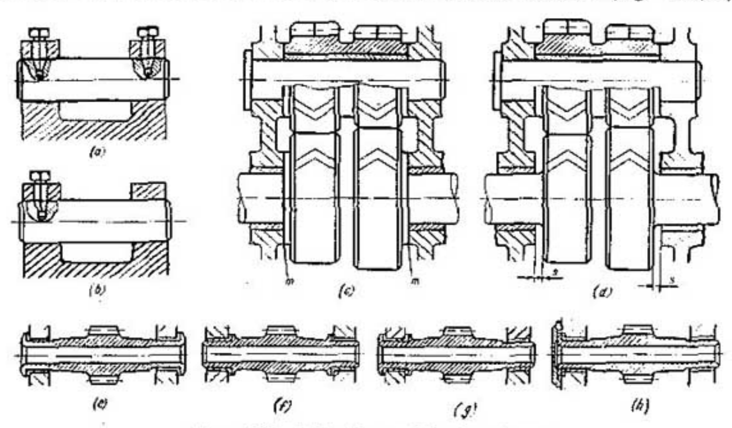



**Fig. 449. Fijación axial de piezas**

se ha fijado sólo un extremo del bulón; el extremo opuesto puede desplazarse en el apoyo.

En la construcción errónea de la transmisión por engranaje con diente angular (fig. 449, *c*), las ruedas inferiores se han fijado doblemente: por el diente y por los apoyos *m*. Prácticamente no es posible conseguir la coincidencia de las bases de fijación. El error puede corregirse, previniendo las holguras *s* que permiten el autoajuste de las ruedas por el diente de fijación (fig. 449, *d*).

En el conjunto de la instalación del árbol de la rueda dentada en cojinetes de deslizamiento (fig. 449, *e*), el árbol se fija en dos puntos que se encuentran a gran distancia el uno del otro.

La fijación precisa, en este caso, no es posible, ya que para evitar el agarrotamiento de las superficies de apoyo en la dilatación térmica del cuerpo, así como teniendo en cuenta la inexactitud de fabricación y del montaje, entre las superficies que se fijan se necesita una gran holgura.

Mejora algo la construcción la aproximación de las superficies a fijar (fig. 449, *f*). En las construcciones correctas (fig. 449, *g*, *h*) el árbol se fija en un sector corto (en la construcción según la

fig. 449, *h*, prácticamente en un plano); el extremo opuesto del árbol se autoajusta en el apoyo.

En los sectores libres de las piezas se deben prever reservas para el autoajustamiento y las desviaciones de producción de las dimensiones. Examinemos el caso de colocación del árbol en el cuerpo sobre cojinetes de contacto rodante. En la construcción según la figura 450, *a*, las dimensiones axiales, que determinan la disposición recíproca del árbol, de los cojinetes y del cuerpo, se dan por la nominal. En la construcción según la figura 450, *b* se han previsto las reservas: *m*, en la superficie de encaje del cuerpo para el cojinete flotante; *h*, en la superficie de encaje del cuerpo respecto a los retenes anulares de fijación; *k*, en la rosca para la tuerca de sujeción; *n*, en la superficie de encaje del árbol para el cojinete flotante.

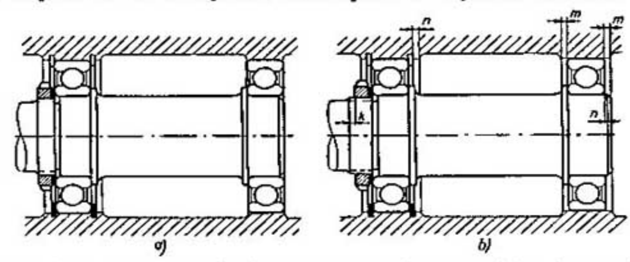



Fig. 450. Introducción de reservas en las superficies de encaje

La magnitud de las reservas se establece por el cálculo de las cadenas dimensionales y las deformaciones térmicas del sistema. Las mayores reservas deben preverse en los sectores de conjugación con las superficies de fundición brutas, donde las oscilaciones de las dimensiones son particularmente grandes (para las piezas de fundición de dimensiones medianas y de exactitud media de fundición, las reservas se designan en los límites de 3—4 mm).

### 15.0.21 Conducción de las piezas por las guías

Las piezas que realizan movimiento rectilíneo alternativo por dos guías, se deben fijar en una guía; la otra guía no debe sino sostener la pieza (fig. 451, *b*, *d*). La dirección doble simultánea




Fig. 451. Dirección de las piezas:
*a* y *c* — incorrecta; *b* y *d* — correcta

(fig. 451, *a*, *c*) presenta elevadas exigencias a la exactitud de fabricación de las guías y de las ranuras. Al variar el régimen de tempe-

ratura la dirección puede alterarse como consecuencia de lo cual la pieza se agarrota en las guías.

Si el empleo de dos guías directrices es inevitable, se debe simplificar por todos los medios la fabricación. En la construcción con dos vástagos directrices (fig. 452, *a*), la necesidad de observar la distancia precisa entre los centros de los alojamientos de los vástagos y la pieza mandada y los agujeros guía en el cuerpo, se puede evitar aumentando el diámetro de los alojamientos (fig. 452, *b*) y

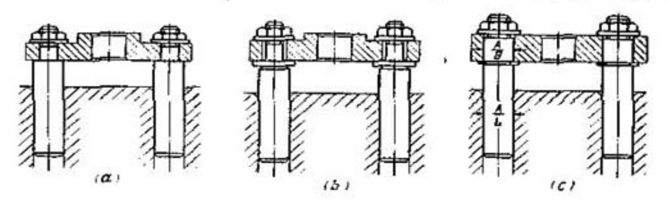


Fig. 452. Aseguramiento de la dirección exacta por dos superficies

apretando los vástagos en los alojamientos, centrándolos de antemano por los agujeros guía. Otro procedimeinto reside en el mecanizado conjunto de los alojamientos de los vástagos y de los agujeros guía. En este caso, el diámetro de los agujeros guía y de los alojamientos debe ser igual (fig. 452, *c*). No obstante, es necesario el mecanizado de los vástagos para distinto ajuste: semilibre, en los agujeros guía, y apretado, en los agujeros de los alojamientos.

## 15.0.22 Superficies de apoyo

Las superficies de apoyo para las piezas desmontables, como regla general, se deben hacer planas. Hay que evitar la sujeción en una superficie cilíndrica (fig. 453, *a*). La fabricación de tales uniones es muy laboriosa. La superficie de apoyo de la pieza desmontable debe ser elaborada en un aditamento que garantice la igualdad de los diámetros de las superficies de apoyo de la pieza y del cuerpo. El apriete uniforme de los tornillos situados bajo ángulo es dificultoso. En la figura 453, *b*, se muestra una construcción correcta con superficie de apoyo plana.

En casos particulares se emplea la sujeción en superficies situadas bajo ángulo (fig. 453, *c*). Esta unión resulta resistente y rígida. Su fabricación, no obstante, es dificultosa. Se necesita mantener con precisión la igualdad de los ángulos de las superficies de apoyo de la pieza y del cuerpo, para excluir la deformación de la pieza durante el apriete. Los tornillos de sujeción se deben apretar alternativamente y cada vez a una magnitud pequeña para asegurar el contacto compacto de la pieza a ambas superficies de apoyo. Es más preferente la construcción con sujeción plana (fig. 453, *d*).

La regla de sujeción por el plano, tiene particular importancia en las uniones que necesitan hermeticidad. En las superficies de empaquetadura no debe haber escalones, ángulos internos ni externos. No se debe hacer el ajuste por las superficies curvilíneas. Como ejemplo, en la figura 453, *e*, se muestra una tapa que cierra la cavidad angular en el cuerpo. En esta construcción hay dos errores. En primer lugar, no es posible empaquetar paredes extremas de la cavidad en el ángulo entrante $\alpha$; en segundo lugar, es imposible apretar correctamente la tapa (el apriete de una fila de tornillos impide el

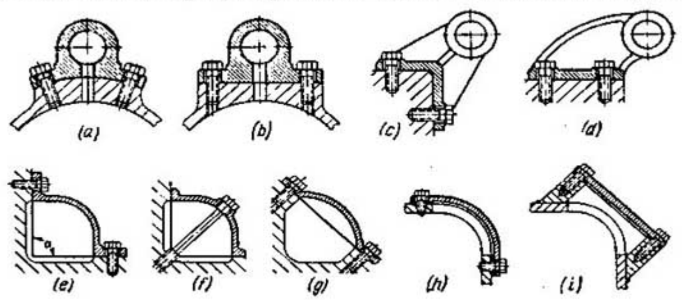



Fig. 453. Sujeción por superficies de forma

apriete de la otra fila). El segundo de estos errores se ha eliminado en la construcción de la figura 453, *f*, donde la tapa se ha apretado con una fila de tornillos diagonales. Este procedimiento se aplica con frecuencia para sujetar tableros sobre cavidades que no necesitan hermeticidad, o para cerrar túneles pasantes. Si se necesita hermeticidad, la única solución justa es el ajuste de la tapa por la superficie plana (fig. 453, *g*).

Es errónea la construcción de la tapa que cierra una escotilla por el ángulo del cuerpo soldado de acero en chapa (fig. 453, *h*). Es prácticamente imposible asegurar el apriete compacto por una superficie curvilínea, incluso, si la junta es gruesa. En la construcción correcta (fig. 453, *i*), a la escotilla se ha soldado un marco que forma una superficie plana de empaquetadura.

### 15.0.23 Empalme por planos que se cruzan

El empalme de piezas por planos que se cruzan complica la fabricación y dificulta la compactación de las juntas.

En la figura 454, *a*, se expone el ejemplo de una unión que no reúne requisitos de ingeniería. La tapa lateral *1* se ha instalado en el empalme del cuerpo y de la tapa superior. Esta construcción exige el mecanizado de la superficie de apoyo simultáneamente en el cuerpo

y la tapa. Para garantizar la hermeticidad del empalme es necesario emplear una junta elástica y gruesa. En la construcción correcta (fig. 454, *b*) el empalme del cuerpo y de la tapa se ha sacado fuera de la disposición de la tapa.

La construcción del cuerpo compuesto de dos mitades que se desarman en el plano vertical *AA* (fig. 454, *c*) no reúne requisitos de

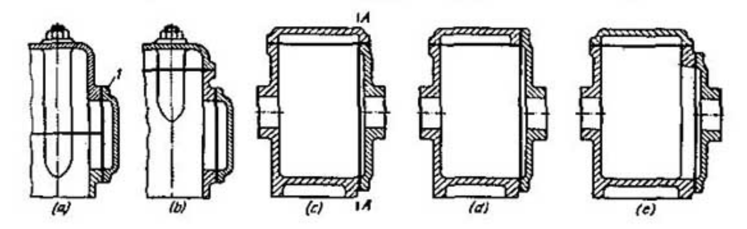



Fig. 454. Empalme por planos que se cruzan

ingeniería. La tapa superior se ha establecido en el empalme de las mitades. Es aún peor la construcción, en la cual la tapa se empalma con las mitades del cuerpo por dos planos recíprocamente perpendiculares (fig. 454, *d*). En la construcción correcta (fig. 454, *e*) los planos de apoyo están aislados.

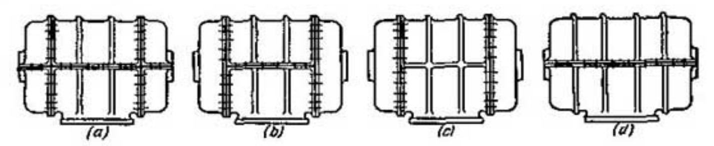



Fig. 455. Procedimientos de empalme de un cuerpo desarmable

La construcción del cuerpo de una máquina de rotor con su plano de separación y las tapas laterales en el plano horizontal (fig. 455, *a*) tiene dos empalmes que se cruzan, cuya compactación es dificultosa. Es mucho mejor cuando las tapas son enteras y se empalman al cuerpo separable (fig. 455, *b*). La construcción más correcta es en la que el cuerpo y la tapa (fig. 455, *c*) se empalman por los planos verticales (*montaje axial*) o con el cuerpo separable (fig. 455, *d*) en el plano horizontal (*montaje radial*).

### 15.0.24 Intercambiabilidad de las piezas desgastables

Los elementos rozantes y sometidos al desgaste es mejor ejecutarlos en forma de piezas aisladas de fácil intercambio. Para fabricar las piezas, en este caso, pueden emplearse materiales con propiedades especiales que no posee el material base de la pieza.

En la figura 456, *a*, se expone el ejemplo de una ranura en forma de T abierta en el cuerpo de una bancada de fundición. Para comodidad del mecanizado, aumentar la longevidad y la posibilidad del recambio, es mejor ejecutar la guía aisladamente, de material duro y sujetarla a la bancada, fijándola, por ejemplo, con ranura (fig. 456, *b*).

En la barra de acero con rosca interior correspondiente al tornillo de accionamiento (fig. 456, *c*) para la fiabilidad de acción de la

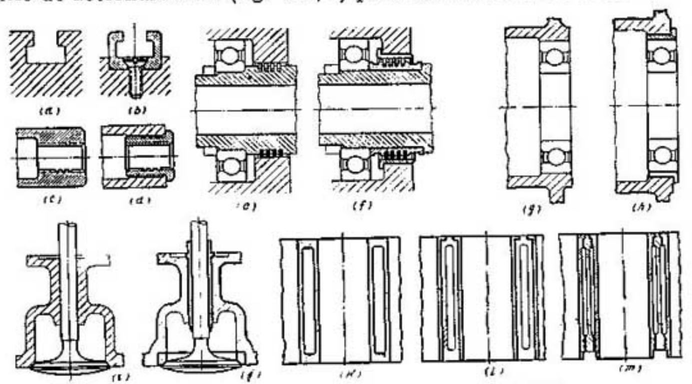


Fig. 456. Introducción de piezas intercambiables

pareja de rosca es mejor emplear un casquillo de bronce (fig. 456, *d*) que posee propiedades antifricción y se recambie con facilidad, en caso que se desgaste.

En la figura 456, *e*, se muestra una construcción imperfecta de empaquetadura con anillos de muelle seccionados, instalados en las ranuras del árbol y que trabajan con las superficies cilíndricas exteriores por el cuerpo. Si se desgastan las ranuras y los agujeros, se tienen que tirar estas piezas caras (el árbol y el cuerpo). En la construcción correcta (fig. 456, *f*) los anillos van montados en el casquillo desmontable y trabajan por el casquillo hecho de material de elevada dureza.

Al colocar un cojinete de contacto rodante en una pieza tipo armazón de aleación ligera (fig. 456, *g*) el agujero de encaje se aplasta rápidamente en la explotación. El debilitamiento del agujero en el tratamiento mecánico hace defectuosa toda la pieza en cuestión. En la construcción correcta (fig. 456, *h*) el cojinete se ha colocado en un casquillo intermedio de material duro, lo que disminuye el desgaste del agujero de encaje y permite corregir el defecto con el tratamiento mecánico del cuerpo.

Es errónea la colocación de la válvula de un motor de combustión interna directamente en la culata de fundición (fig. 456, *i*). Es

*mejor colocar la válvula en un casquillo guía hecho de material de* elevada resistencia al desgaste (fig. 456, *j*) e introducir un asiento de válvula separable de material resistente a altas temperaturas.

En la figura 456, *k—m*, se expone el ejemplo de un motor en bloque refrigerado por agua. No es conveniente la construcción con superficie de trabajo de los cilindros hecha directamente en la fundición del bloque (fig. 456, *k*). Es difícil obtener una superficie de calidad del espejo de los cilindros en una pieza fundida grande. *En las paredes de los cilindros pueden haber defectos* (*sopladuras*, *porosidad*, *erupción*, etc.) *que suelen verse sólo en las operaciones definitivas del tratamiento mecánico*. El defecto de un cilindro trae consigo el de todo el bloque, muchas veces incorregible o difícil de corregir. El desgaste elevado de uno de los cilindros, en la explotación, hace inservible toda la pieza cara.

La solución correcta reside en emplear camisas insertadas (fig. 456, *l*). La más perfecta es la construcción con camisas húmedas, *bañadas directamente con agua* (fig. 456, *m*). Este *sistema da ventajas esenciales complementarias: simplifica la colada del bloque*, disminuye el peso, y mejora el enfriamiento de los cilindros.

## 15.0.25 Exactitud de la disposición recíproca de las piezas

*Las piezas que requieren una fijación recíproca exacta*, es mejor establecerlas en un cuerpo con un *número mínimo de conjugaciones* y ajustes transitorios. Como ejemplo aportaremos el conjunto de una válvula reductora (fig. 457). La conjugación más importante, que determina la *fiabilidad del funcionamiento del conjunto*, la *del chaflán* cónico de la válvula con el asiento, se ha realizado por una serie de conjugaciones de transición, cada una de las cuales es una fuente de inexactitudes. Estas conjugaciones son las *siguientes*:

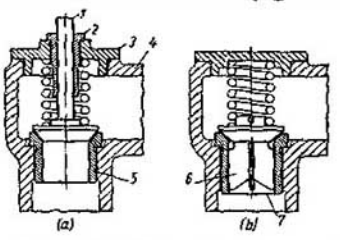


Fig. 457. Construcción de una válvula reductora

*ajuste semilibre entre el vástago 1* de la válvula y el casquillo guía *2*;

ajuste a presión entre el casquillo *2* y la tapa *3*;

ajuste corredizo entre la tapa *3* y el cuerpo *4*;

ajuste a presión entre el asiento *5* de la válvula y el cuerpo *4*.

Esta construcción exige que se observe una rigurosa coaxialidad de los siguientes elementos:

*en la válvula*, de la superficie directriz de la válvula y del chaflán del platillo;
*en el casquillo*, del agujero y de la superficie de encaje;
*en la tapa*, del agujero y del ribete centrador;
*en el cuerpo*, del agujero centrador para la tapa y del agujero para el asiento;
*en el asiento*, del chaflán y de la superficie de encaje.

Al hacer el esmerilado según el asiento, la válvula se centra en el casquillo guía *2*. La hermeticidad alcanzada en el esmerilado se altera durante los montajes y desmontajes, debido al desplazamiento de la tapa *3* respecto al cuerpo *4*.

En la construcción racional (fig. 457, *b*) la válvula está centrada directamente en el asiento. La exactitud de la dirección de la válvu-

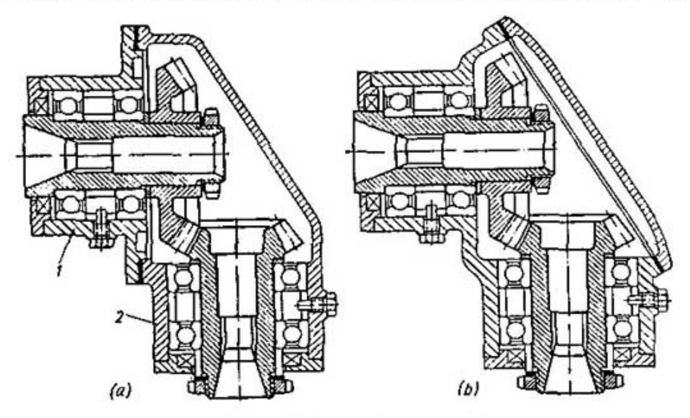



**Fig. 458. Transmisión angular**

la se determina sólo por una conjugación: por el ajuste semilibre entre el rabo guía *6* de la válvula y el asiento *7*.

Para asegurar un trabajo correcto es necesario mantener la coaxialidad sólo de los siguientes elementos:
*en la válvula*, de la superficie directriz del rabo y el chaflán;
*en el asiento*; del chaflán y de la superficie de encaje.

Todos los demás elementos del conjunto pueden ejecutarse con un grado reducido de exactitud.

Durante el esmerilado la válvula se centra por el asiento; los montajes y desmontajes de la unión no influyen en la hermeticidad alcanzada en el esmerilado. La fabricación de la construcción de una transmisión angular, con ruedas, montadas en distintos cuerpos *1* y *2* (fig. 458, *a*), es dificultosa. La superficie de apoyo del cuerpo *2* debe ser elaborada paralelamente con rigor al eje de la rueda peque-

ña. Sin embargo, la exactitud de instalación se altera al apretar la junta en el empalme. Otro defecto es el difícil acceso a las ruedas. Su posición axial puede regularse sólo al minio con varias pruebas reiteradas, cada vez, desmontando la rueda grande. La exactitud de la regulación se altera en las revisiones, debido al apriete desigual de la junta.

Al colocar las ruedas en un cuerpo (fig. 458, *b*) la exactitud de su disposición no se altera durante el montaje y las revisiones. Las ruedas son accesibles para la revisión en estado montado. La regulación del engrane se simplifica.

### 15.0.26 Descarga de los mecanismos de precisión

Las uniones y mecanismos móviles de precisión se deben descargar de la acción de las fuerzas exteriores que pueden provocar elevado desgaste o alterar el funcionamiento correcto del mecanismo. Las

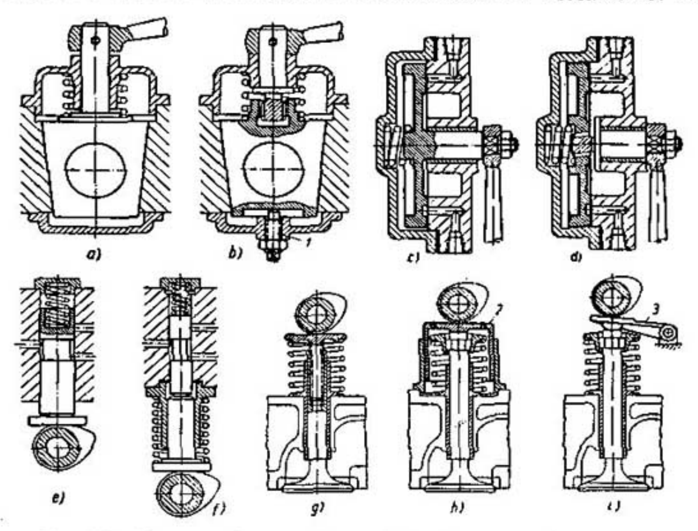



Fig. 459. Descarga de mecanismos de las fuerzas suplementarias

superficies de trabajo hay que resguardarlas de la acción de los esfuerzos ajenos y del trato negligente en la explotación.

En la figura 459, *a*, se representa un grifo de macho cónico con palanca colocada directamente en el rabo del macho. El esfuerzo de giro lo soportan las superficies esmeriladas del grifo; los golpes

casuales a la palanca pueden deteriorar las superficies esmeriladas del grifo; los golpes casuales a la palanca pueden deteriorar las superficies de empaquetadura. El operador inexperto, al girar el grifo, puede desviar la palanca en sentido axial y alterar la hermeticidad del ajuste. El autocentrado del macho en el alojamiento cónico es dificultoso por el centrado simultáneo del rabo en la tapa del grifo.

En la construcción representada en la figura 459, *b*, el rodillo de mando con la palanca se ha colocado en un cuerpo aparte y está unido con el macho por estrías. El macho está descargado de la acción de las fuerzas exteriores y tiene la posibilidad de autocentrarse en el alojamiento.

En esta construcción se ha introducido una perfección complementaria: la regulación de la posición axial del macho mediante el tornillo forzador *1*. En la colocación primordial el tornillo se desenrosca y el macho, bajo la acción del muelle, se asienta compactamente en su alojamiento. A continuación, el tornillo se enrosca, levantando ligeramente el macho. La hermeticidad, en este caso, casi no se altera, pero el giro del grifo se simplifica considerablemente. A medida que se desgasta el macho, se repite la regulación.

En la construcción del distribuidor extremo plano (fig. 459, *c*), con un apriete imprudente de la palanca es muy fácil desplazar el distribuidor de la superficie de empaquetadura y alterar la hermeticidad. El acople del rodillo de mando y distribuidor (fig. 459, *d*) elimina esta insuficiencia.

En el conjunto del distribuidor accionado por leva (fig. 459, *e*), los esfuerzos del accionamiento de la leva los soportan las superficies esmeriladas de precisión del distribuidor. Durante el servicio estas superficies se desgastan. En la construcción racional (fig. 459, *f*), los esfuerzos del accionamiento los soporta el empujador aislado. El distribuidor está descargado de las fuerzas transversales; el desgaste de las superficies de empaquetadura se ha reducido al mínimo.

De otro ejemplo nos puede servir el accionamiento de la válvula de un motor de combustión interna. En la construcción dada en la figura 459, *g*, la leva actúa directamente sobre el platillo enroscado en el vástago hueco de la válvula. Al abrirse la válvula, cuando la leva pasa por el platillo, la válvula se alabea (en los límites de la holgura en la guía); el chaflán de empaquetadura de la cabeza, separándose del asiento, entreabre una rendija falciforme angosta. Esto es peculiarmente peligroso para las válvulas de escape: el chorro de gases calientes, precipitándose hacia dicha rendija, provoca erosión unilateral y la quemadura de la válvula. Al cerrar la válvula, cuando la leva deja el platillo, la válvula se asienta al asiento lateralmente. Tiene lugar el desgaste unilateral del chaflán de empaquetadura de la válvula y del asiento.

En la construcción de la figura 459, *h*, el vaso intermedio *2* soporta las componentes transversales de los esfuerzos. Sobre la válvula actúa sólo la fuerza axial aplicada, en el centro. El aumento de

las masas de las piezas en movimiento alternativo en esta construcción, impone la limitación de la velocidad del motor. Esta insuficiencia queda eliminada en la construcción según la figura 459, *i*, donde la válvula se pone en acción con ayuda de la palanca intermedia *3*. La válvula está descargada, del todo (como en la construcción según la figura 459, *h*), pero en gran medida, de las fuerzas transversales.

### 15.0.27 Conjugación de las piezas de materiales duros y blandos

Los conjuntos de rozamiento con la articulación de piezas hechas de materiales duros y blandos, deben construirse de modo que la superficie de rozamiento de la pieza de material más duro y resistente al desgaste cubra la superficie de rozamiento de la pieza de material blando y más fácilmente desgastable. Si se observa esta regla, la pieza de material blando se desgasta uniformemente. En el caso contrario, en la superficie blanda aparece un desgaste escalonado que altera el funcionamiento del conjunto.

Aportemos ejemplos. En la construcción del gollete extremo apoyado en el casquillo de cojinete de bronce (fig. 460, *a*), el extremo de dicho gollete no llega hasta el extremo del casquillo; al des-

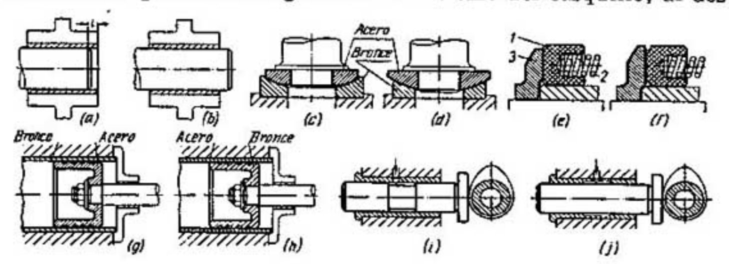



Fig. 460. Combinación de piezas de materiales de distinta dureza

gastarse, en el sector *l* del casquillo aparece un escalón que impide al gollete autoajustarse, al desplazarse en sentido longitudinal. Tampoco es justo ejecutar las dimensiones axiales por la nominal: los errores de producción, las inexactitudes del montaje, así como las deformaciones térmicas del sistema pueden provocar el desplazamiento del extremo del gollete hacia el interior del cojinete, con el mismo resultado final que en el caso anterior. En la construcción correcta (fig. 460, *b*) el gollete sobresale del casquillo con una reserva que asegura que el extremo del gollete sobresalga del cojinete, para todas las posibles oscilaciones de las dimensiones longitudinales del sistema.

En la quicionera esférica autoajustable (fig. 460, *c*) el diámetro de la superficie de rozamiento del disco de acero es menor que el de la superficie de rozamiento del apoyo de bronce. En el curso del tiempo, el disco hace en el apoyo escalones que impiden el autoajuste del árbol. En la figura 460, *d*, se expone una construcción correcta.

Es errónea la construcción de la empaquetadura extrema según la fig. 460, *e*. El casquillo de textolita inmóvil *1* se aprieta con los muelles *2* al disco de acero templado *3* que gira con el árbol. La superficie de rozamiento del disco de acero es menor que la superficie de rozamiento del casquillo de textolita; este último se desgasta irregularmente. En la construcción correcta (fig. 460, *f*), el disco de acero cubre al casquillo de textolita.

En la figura 460, *g*, *h*, se muestran respectivamente la ejecución incorrecta y correcta de un conjunto de cilindro-émbolo.

En este conjunto del empujador que se mueve por un casquillo (fig. 460, *i*), el rebajo circular distribuido de aceite se ha hecho en el vástago del empujador. Pero es mejor la construcción en la que el rebajo se ha hecho en el casquillo (fig. 460, *j*), lo que asegura el desgaste uniforme del vástago y del casquillo.

En la figura 461, *a*—*c*, se muestra un grifo con macho cónico hecho de material duro, colocado en un cuerpo de metal blando. No

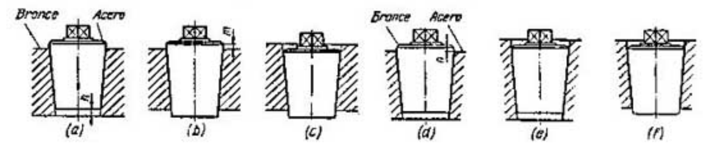



Fig. 461. Construcción de grifos de macho

es justa la construcción en la que el macho de la válvula es mayor que el alojamiento cónico en el cuerpo (fig. 461, *a*). Durante el esmerilado, en el sector *h* del alojamiento se forma un escalón que impide el hundimiento del macho en el alojamiento. Lo mismo ocurre al desgastarse en el curso del servicio.

En la construcción mejorada (fig. 461, *b*) el extremo del macho sobresale del alojamiento, lo que garantiza el desgaste uniforme de este último. No obstante, es posible la formación de un escalón insignificante en el sector *m* del macho. La construcción más correcta es la de la figura 461, *c*, donde el macho está hundido en el alojamiento. Aquí, el desgaste del alojamiento y del macho no obstaculiza el hundimiento del macho. Esta construcción posee la propiedad de autoesmerilarse durante el servicio.

Para la combinación inversa (el macho de metal blando, el cuerpo de metal duro) son válidos los mismos razonamientos. La construcción dada en la figura 461, *d*, es incorrecta: durante el esmerilado y desgaste, en el sector *n* se forma un escalón que obstaculiza

el hundimiento del macho. Esta insuficiencia puede ser eliminada, si el macho se hunde en el alojamiento (fig. 461, *e*). Es aún mejor la construcción según la figura 461, *f*, en la que se ha eliminado toda la posibilidad de formación de escalones, tanto en el macho como en el alojamiento.

De aquí se deduce la regla general para todos los casos de combinación del material del macho y del cuerpo (incluyendo el caso cuando éstos se han hecho de materiales de la misma dureza): *el extremo superior del macho debe hundirse en el alojamiento, y el inferior, sobresalir del alojamiento.*

Esta regla es válida también para las uniones *inmóviles* de piezas de materiales de distinta dureza. El ajuste del cubo de material blando en el cono del árbol de acero, según la figura 462, *a*, es inco-

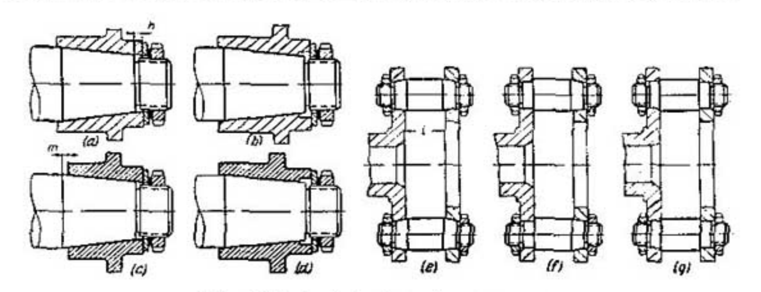



Fig. 462. Apriete de uniones a cono

rrecto. El extremo anterior del cubo, próximo a la tuerca, sobresale del cono del árbol. Durante el esmerilado del cubo por el cono, así como al aplastarse el agujero en el curso de servicio, en el sector *h* se forma un escalón que obstaculiza el desplazamiento del cubo por el árbol, en los reiterados aprietes. En la construcción correcta (fig. 462, *b*) el cono del árbol sobresale del agujero del cubo; el cambio de las dimensiones del agujero durante el esmerilado y las deformaciones por aplastamiento no impide el debido apriete. Si el material del cubo es más duro que el del árbol (lo que prácticamente suele ocurrir raramente), es peligroso el caso cuando el extremo posterior del cubo no llega hasta el extremo del cono (fig. 462, *c*). Aquí, en el curso del esmerilado y del apriete se forma un escalón en el sector *m* del árbol. En la construcción correcta (fig. 462, *d*) el extremo del cubo cubre el cono.

Los ajustes en los conos no aseguran la fijación longitudinal exacta. La posición recíproca de las piezas depende intensamente de la exactitud de fabricación de los conos en el árbol y la pieza, del esfuerzo de apriete y varía en las revisiones, debido al aplastamiento y desgaste de las superficies conjugadas. Por esta causa, no deben aplicarse las uniones sobre conos en los casos en que se exige mantener rigurosamente la posición axial de las piezas a acoplar.

Como ejemplo, aportaremos el conjunto del órgano de arrastre de la transmisión planetaria, cuyo disco está sujeto al cuerpo, en los ejes de los piñones satélites. En la construcción según la figura 462, *e*, no es posible prácticamente mantener la distancia exacta *l* por todos los puntos de sujeción. Debido a los errores inevitables de las dimensiones diametrales de los conos y de las distancias axiales entre ellos, los desplazamientos longitudinales del disco, en el apriete, serán diferentes para los distintos bulones. Como resultado aparecen el alabeo y la deformación ondulada del disco que van acompañados de la pretensión del último. Es dificultoso también la observación de la distancia entre los centros de los conos. Es imposible asegurar la coincidencia de los centros de los agujeros en las piezas a acoplar, mediante el mecanizado conjunto (como esto se hace frecuentemente con agujeros cilíndricos). Prácticamente la unión resulta no montable.

La construcción con sujeción unilateral en conos (fig. 462, *f*) es mejor sólo porque la influencia que ejercen las inexactitudes de fabricación, aquí, es dos veces menor que en la anterior.

Las uniones de este tipo deben ser montadas en superficies de encaje cilíndricas con apriete del disco en topes (fig. 462, *g*). La distancia entre los escalones de fijación en los ejes puede mantenerse con suficiente exactitud. La coincidencia de los centros de los agujeros en el cuerpo y la tapa se asegura con el mecanizado de los agujeros con platilla o su elaboración en conjunto de una pasada.

## 15.0.28 Eliminación de los debilitamientos locales

Los debilitamientos locales, en virtud de la disminución de las secciones y, particularmente, en virtud de la concentración de tensiones, reducen bruscamente la resistencia mecánica de las piezas. Con frecuencia, el debilitamiento suele ser el resultado de los errores cometidos al determinar las secciones de la pieza. En particular, se propaga este error, al deseñar piezas diminutas no calculables, formalmente no portadoras de cargas (a excepción de las fuerzas de apriete). Un ejemplo característico se expone en la figura 463, *a*. El racor (niple) tiene un agujero interior de ⌀20A; para la salida de la herramienta de corte en el final del agujero se ha hecho un rebaje en forma de ranura de ⌀20,5. En la parte roscada del racor (M24·1,5) también se ha previsto una ranura de ⌀22 para la salida de la herramienta de filetear. Para las dimensiones elegidas el espesor de la pared en el sector *h* de disposición de la ranura interior es de 1,25 mm, y en el sector *m* de disposición de la ranura exterior,

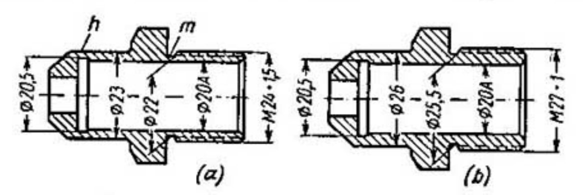


Fig. 463. Eliminación de los debilitamientos locales. Racor

1 mm. Incluso con un apriete débil hasta el tope con el extremo del hexaedro se rompe la pared del racor.

En la construcción corregida (fig. 463, *b*) el diámetro de la pieza en el sector de disposición de la ranura interior se ha aumentado hasta ∅26; el espesor mínimo de la pared en este sector resulta igual a 2,75 mm. La rosca se ha aumentado hasta M27; se ha aplicado un paso más pequeño ($s = 1$ mm); el espesor de la pared en el sector de disposición de la ranura exterior resulta también igual a 2,75 mm.

Frecuentemente puede eliminarse el debilitamiento local desplazando el elemento debilitador a la zona de grandes secciones. En la figura 464, *a*, se muestra un ejemplo típico. El casquillo está

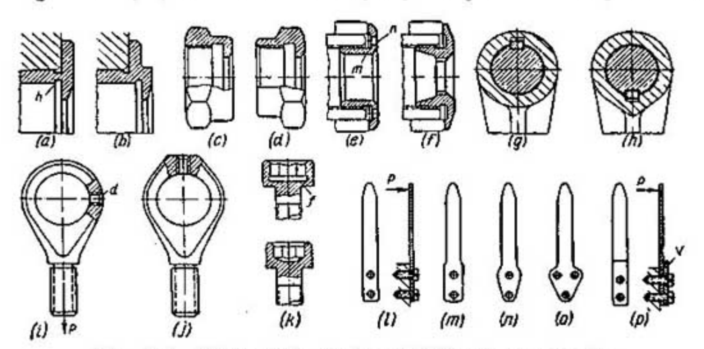



Fig. 464. Eliminación de los debilitamientos locales

bruscamente debilitado por dos ranuras para la salida de la herramienta, situadas en un plano (sector *h*). El traslado de la ranura interior al plano de la brida (fig. 464, *b*) liquida el debilitamiento.

En la tuerca de unión (fig. 464, *c*) es mejor situar la ranura de rebaje en el plano del hexaedro de la tuerca (fig. 464, *d*).

La tuerca interior, mostrada en la figura 464, *e*, está bruscamente debilitada en el sector *m* de disposición de la ranura para la salida de la herramienta de filetear y en los sectores *n* de los agujeros para la llave. En la construcción corregida (fig. 464, *f*) los agujeros se han sustituido por estrías para la llave; se ha aumentado el espesor de las paredes en las secciones peligrosas.

En la construcción de sujeción de la palanca, en el árbol, (fig. 464, *g*) el cubo está debilitado por el chavetero. En la construcción racional (fig. 464, *h*) el chavetero se ha trasladado a la zona de las secciones aumentadas, es decir, al sector de transición del cubo al nervio longitudinal.

La orejeta cargada por la fuerza de extensión *P* (fig. 464, *i*) está debilitada por el agujero *d* para el engrasador, situado en el sector más tensado. En la construcción consolidada (fig. 464, *j*) el agujero está situado en el engrosamiento de la parte superior de la orejeta.

En la construcción de la cabeza del tornillo con hexaedro interior hecho por brochado a contracción (fig. 464, *k*), el sector *f* de transición del vástago a la cabeza que trabaja a la flexión está muy debilitado por el rebajo para la salida de la brocha. Si se sustituye el brochado por el encabezado (fig. 464, *l*) se elimina el debilitamiento; la resistencia mecánica del tornillo mejora también como resultado de la orientación favorable de las fibras.

En el conjunto de sujeción del muelle de hojas (fig. 464, *m*) la resistencia mecánica de la hoja se reduce por la disposición del agujero para el tornillo de sujeción en la sección peligrosa. Los procedimientos para reforzar, mostrados en la figura 464, *n*—*p*, complican la fabricación de la pieza. En estas construcciones el muelle se fabrica por cortadura de la hoja o de una cinta con considerable desecho de material.

La construcción más resistente y con mejores cualidades de ingeniería es la del muelle ejecútado de cinta y sujeto en una placa sobrepuesta *v* (fig. 464, *p*) En el sector peligroso del muelle apretado con la placa, trabaja por la sección completa no debilitada.

## 15.0.29 Refuerzo de los sectores deformables de las piezas

Puede lograrse considerable consolidación reforzando los sectores no rígidos de las piezas, que se deforman bajo la acción de los esfuerzos de trabajo.

Como ejemplo, en la figura 465, *a*, *b*, se expone el conjunto de una unión de ranura y cola de árboles. En la construcción irracional (fig. 465, *a*) la cola del árbol propulsor, al transmitir el momento torsional deforma la mandíbula del árbol entallado, abriendo la orejeta. El enmangado del bandaje (fig. 465, *b*) aumenta bruscamente la rigidez y resistencia mecánica de la unión.

En la articulación cardán (fig. 465, *c*) el momento torsional se transmite por el bulón enmangado en la cabeza esférica del rodillo y que entra en la entalladura en el extremo de árbol. En la construcción mejorada (fig. 465, *d*) las entalladuras se han sustituido por ranuras interiores en el árbol enterizo.

La construcción del conjunto de la unión ahorquillada representada en la figura 465, *e*, no es perfecta: las mandíbulas de la horquilla, bajo la acción de las fuerzas de extensión, se apartan hacia los lados (saetas blancas). La resistencia mecánica del conjunto crece considerablemente, si el apriete de las mandíbulas se realiza contra el casquillo intermedio (fig. 465, *f*).

En la figura 465, *g*, se expone el ejemplo de un conjunto para sujetar las paletas de turbina que se montan en una espiga anular en forma de T, en la llanta del rotor. Los pies de las paletas, bajo la acción de la fuerza centrífuga, se apartan hacia los lados (líneas punteadas). En la construcción mejorada (fig. 465, *h*) los pies van do-

tados de las espigas *m* que entran en los rebajos anulares en la llanta del rotor, lo que evita la apertura de los pies.

En el conjunto de unión del árbol cigüeñal compuesto (fig. 465, *i*), el muñón de biela está apretado en el extremo plano *h* de la gualdera. Las deformaciones elásticas del conjunto debidas a las cargas de

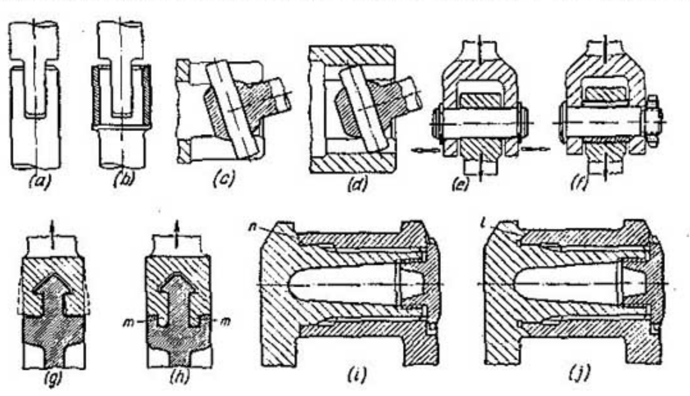



Fig. 465. Ejemplos del refuerzo de conjuntos

trabajo, producen una deformación en forma de embudo del extremo del muñón de biela, endurecimiento por deformación en frío y soldadura de las superficies de encaje.

En la construcción reforzada (fig. 465, *j*) el extremo del muñón se ha hecho en forma de cono e introducido en el rebajo cónico *l* de la gualdera. El cinglado compacto del cinturón de encaje durante el apriete previene la rotura y el endurecimiento por deformación en frío de las superficies de encaje.

### 15.0.30 Construcciones compuestas

En muchos casos es mejor desarticular las piezas, uniendo las partes compuestas fijamente (a presión, por soldadura, roblonado) o desarmablemente (con ayuda de tornillos de sujeción). Las construcciones compuestas se emplean para aligerar el tratamiento mecánico, simplificar la forma de las piezas brutas, disminuir el peso, y como medio para economizar los materiales escasos y caros.

La desarticulación permite, en ciertos casos, disminuir considerablemente el volumen de trabajo en la fabricación de las piezas de grandes dimensiones de tipo armazón fundidas. La construcción de la bancada con cojinetes para los árboles longitudinales (fig. 466, *a*), en la cual las mitades inferiores de los cuerpos de los

cojinetes están fundidas junto con la bancada, no reúne cualidades de ingeniería. Es necesario hacer el mandrinado conjunto de los agujeros cilíndricos en las tapas y en la bancada, observando el paralelismo de los ejes de los agujeros. Este mecanizado es particularmente dificultoso en el caso cuando los cojinetes, dispuestos en línea, se encuentran a considerable distancia el uno del otro.

En la construcción con cuerpos separables (fig. 466, *b*) el mecanizado es considerablemente más fácil y se reduce al fresado o ce-

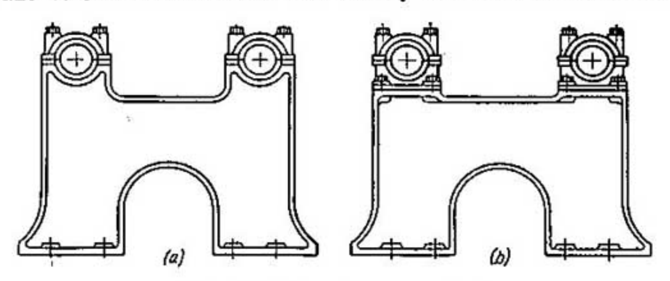



Fig. 466. Bancada con cojinetes

pillado de los planos de apoyo para los cuerpos de los cojinetes. Estos últimos se fijan en la bancada con pasadores de control.

Otro ejemplo es la colocación de rodillos por los ángulos de la bancada desplazable (fig. 467, *a*). Es muy difícil alcanzar la coaxia-

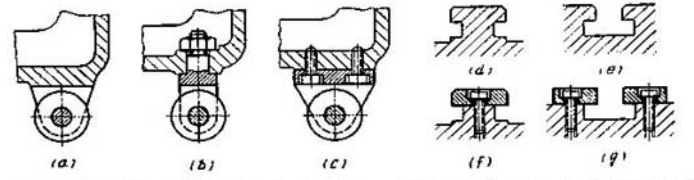



Fig. 467. Simplificación del tratamiento mecánico de las piezas tipo armazón, introduciendo piezas separables

lidad de los ejes de los rodillos y su disposición en un plano horizontal, particularmente si estos últimos están repartidos a gran distancia. La aplicación de orejetas separables (fig. 467, *b*) simplifica el mecanizado.

La construcción más aceptable es la de la figura 467, *c*. Aquí, los planos de apoyo para la orejeta pueden mecanizarse por fresado de una pasada, lo que asegura la disposición de los rodillos en un plano. Las orejetas resultan más rígidas que en la construcción anterior y se fijan más fiablemente de los giros respecto de la bancada.

En la figura 467, *d e* y *f*, *g*, se exponen ejemplos de simplificación del mecanizado de las ranuras en las bancadas, empleando piezas separables.

En la figura 468 se representan ejemplos para aligerar el tratamiento mecánico, aplicando construcciones soldadas. El bloque de ruedas dentadas (fig. 468, *a*), prácticamente es imposible fabricarlo debido a lo difícil que es elaborar la cavidad perfilada entre las ruedas. La construcción compuesta (fig. 468, *b*) con la unión de las ruedas por soldadura eléctrica de contacto permite dar a las ruedas la debida configuración. La palanca acodillada de cortadura compleja (fig. 468, *c*) puede sustituirse por una construcción soldada, compuesta de dos piezas iguales de forma sencilla (fig. 468, *d*).

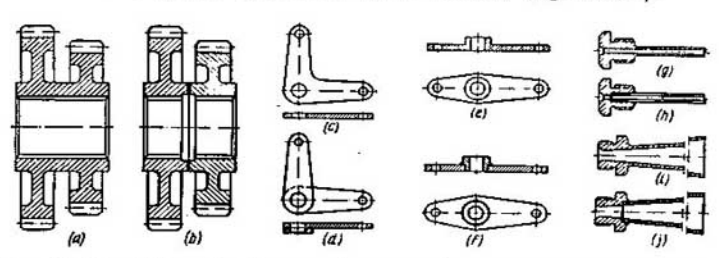



Fig. 468. Simplificación del tratamiento mecánico aplicando construcciones soldadas

En la figura 468, *e*, *f*, *g*, *h*, *i*, *j*, se exponen otros ejemplos de la aplicación racional de las construcciones compuestas.

La aplicación de construcciones compuestas simplifica la creación de piezas de forma compleja. La traviesa (fig. 469, *a*), que sirve para transmitir movimiento desde la leva a dos válvulas, puede fabricarse solamente por estampado en estampas cerradas. Para la producción por unidades, cuando la fabricación de las estampas no es rentable, es mejor emplear la construcción montable compuesta de dos piezas torneadas, encajadas a presión (fig. 469, *b*).

Las construcciones compuestas se emplean con frecuencia como sustitutos de forjaduras para las piezas del tipo de árboles con bridas de gran diámetro.

En la figura 469, *c—e*, se muestra el ejemplo de sustitución de un árbol de brida forjado por una construcción soldada. La construcción expuesta en la figura 469, *d*, es una media solución: el árbol, aquí, se fabrica de productos laminados redondos, con operaciones voluminosas de taladrado y mandrinado de la cavidad interna.

En la construcción racional (fig. 469, *e*), el árbol se fabrica de tubo sin costura; el rabo del árbol se ha formado, soldando un pedazo de tubo sin costura de menor diámetro. Esta construcción reduce al mínimo el tratamiento mecánico.

A lo expuesto hay que añadir una observación esencial. El empleo de las construcciones compuestas, como medio de sustitución de las piezas forjadas se justifica sólo en el caso de pequeñas escalas de producción. En general, es más ventajoso fabricar piezas estampadas, próximas por la forma a los productos terminados. En este caso, se obtiene una gran ventaja en la resistencia mecánica de la pieza, en el volumen del tratamiento mecánico, productividad y, en fin de

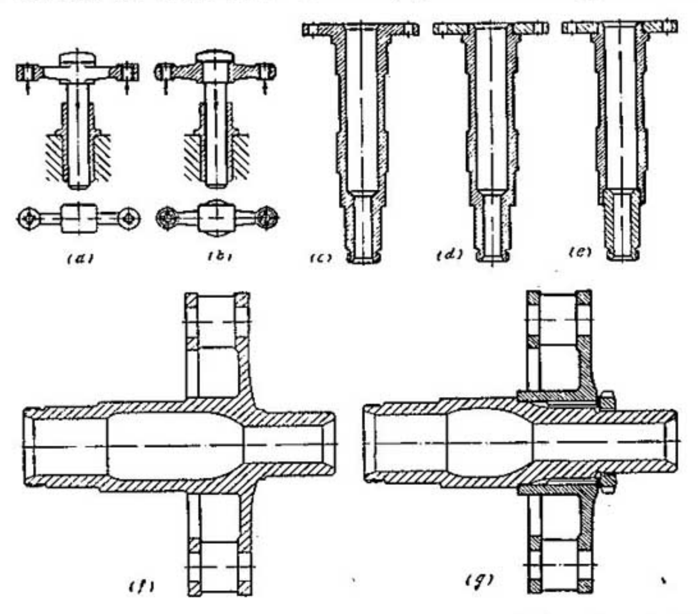



Fig. 469. Construcciones compuestas como sustitutos de las piezas forjadas

cuentas, en las condiciones de la producción en masa, en el coste de la fabricación.

Sin embargo, también en la producción en serie, a veces es más ventajoso emplear construcciones compuestas como medio para simplificar las piezas forjadas. De ejemplo nos puede servir el árbol de un reductor planetario con disco conductor de las ruedas dentadas satélites (fig. 469, *f*). La forja del disco junto con el árbol representa grandes dificultades. En la construcción compuesta (fig. 469, *g*) el disco conductor se ha ejecutado independientemente y se ha encajado en el árbol sobre estrías. Las forjaduras de ambas piezas se simplifican enormemente.

En muchos casos, el empleo de partes compuestas de aleaciones ligeras permite alcanzar una considerable disminución del peso.

En la arandela de leva (fig. 470, *a*) es mejor hacer el disco de aleación a base de aluminio, con llanta de acero postiza, portante de las levas (fig. 470, *b*). Otros ejemplos: el rotor de un compresor axial

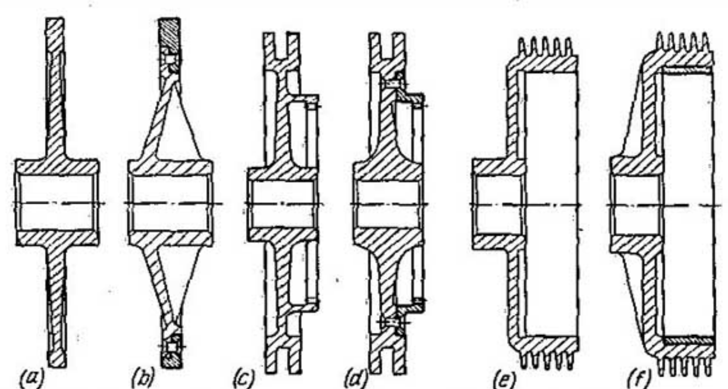



Fig. 470. Construcciones compuestas con aplicación de aleaciones ligeras

con corona de acero de las estrías de mando (fig. 470, *c*, *d*); el tambor de freno con pieza insertada de acero en la superficie de rozamiento (fig. 470, *e*, *f*).

Las construcciones compuestas se emplean ampliamente como medio para economizar los materiales escasos y caros.

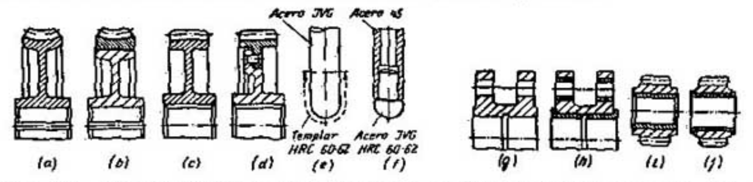



Fig. 471. Construcciones compuestas como medio para economizar los materiales escasos

Los dientes de las ruedas de tornillo sin fin (fig. 471, *a*) que trabajan en condiciones de rozamiento de deslizamiento, como regla general, se fabrican de bronce antifricción. Para disminuir el gasto de bronce se emplea el zunchado (fig. 471, *b*). De bronce se hace sólo la corona dentada que se enmanga en el cuerpo fabricado de material barato (acero al carbono, fundición). En el caso representado en la figura 471, *b*, el gasto de bronce se ha reducido 3 veces en comparación con la construcción inicial (fig. 471, *a*).

En las ruedas dentadas (fig. 471, *c*) es mejor hacer de acero de calidad sólo la corona (fig. 471, *d*).

En la figura 471, *e*, se muestra un vástago fabricado completamente de acero aleado con el temple del extremo esférico. La construcción de la figura 471, *f*, es más económica porque de acero aleado sólo se ha hecho la punta.

Entre los materiales escasos se cuentan los bronces y babbitts de estaño. En todos los casos en que lo admite las condiciones de trabajo conviene emplear bronces y babbitts pobres en estaño y sin estaño, así como sustitutos de calidad, por ejemplo, aleaciones a base de aluminio antifricción.

Si el empleo de aleaciones de metales no ferrosos escasos es inevitable, conviene reducir su gasto hasta el mínimo. Como ejemplo aportemos un cuerpo con gran número de superficies de rozamiento (el agujero central y los agujeros en las orejetas). En la construcción según la figura 471, *g*, el cuerpo se ha ejecutado completamente de bronce antifricción, y en la construcción racional (fig. 471, *h*) de fundición (o de otro metal no escaso); las superficies de rozamiento se han formado de casquillos de bronce.

En la figura 471, *i*, *j*, se muestra un ejemplo de disminución del gasto de material escaso en un casquillo de cojinete. El casquillo de bronce macizo (fig. 471, *i*) se ha sustituido por un casquillo de pared delgada enrollado de una tira de latón (tipo LS-59-1) y sujetado con ensanchamiento y laminado en el agujero de encaje (fig. 471, *j*).

Un procedimiento eficaz para economizar los babbitts de estaño consiste en disminuir el espesor de la capa de revestimiento. El espesor de la capa se hace hoy día hasta 0,2—0,3 mm (en lugar de los espesores de 1—3 mm empleados hasta hace poco). Los cojinetes más económicos son los que se hacen con revestimiento en dos capas: una de babbitt de varias centésimas de milímetro de espesor aplicada electrolíticamente sobre la subcapa de bronce poroso. El depósito del babbitt en los poros del soporte de bronce garantiza la adherencia sólida del babbitt con el bronce y crea en la subcapa de bronce una estructura intermedia próxima al bronce de estaño por su propiedad de antifricción.

### 15.0.31 Ribetes

Los ribetes (fig. 472, *a*—*d*) se emplean para el tope de las piezas en las uniones inmóviles y para limitar el desplazamiento axial de las piezas en las articulaciones móviles. La forma más racional es la de igual resistencia a la flexión (fig. 472, *d*). Este tipo de ribetes poseen un peso mínimo y son sencillos de fabricar. La superficie que no trabaja del ribete se hace con una inclinación de 45°, de modo que se pueda mecanizar con cuchilla normal con valor ordinario del ángulo principal en plano de 45°.

Los ribetes de perfil (fig. 472, *b*) no son ventajosos, debido al volumen de trabajo en su fabricación.

La altura de los ribetes debe reducirse hasta el mínimo, admitido por las condiciones constructivas. Cuanto mayor sea el ribete

tanto más desecho de metal irá en viruta y más voluminosa será su fabricación. En la figura 473 se muestra el ejemplo de cómo suprimir el ribete alto en el conjunto de instalación de una rueda dentada. El ribete $m$ sirve para apretar el eje al cuerpo y fijar la rueda

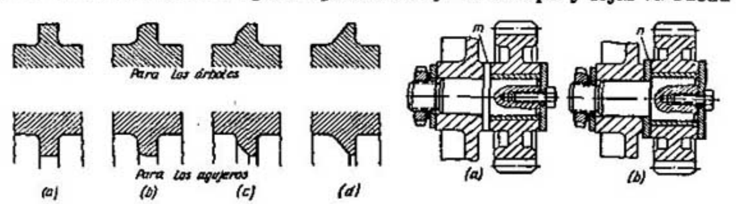



Fig. 472. Diversidades constructivas de ribetes

Fig. 473. Disminución de la altura de los ribetes

en sentido axial (fig. 473, *a*); la última circunstancia predetermina la gran altura del ribete. La sustitución del ribete por la arandela $n$ que se apoya en un espaldón bajo (fig. 473, *b*), reduce bruscamente el volumen de trabajo en la fabricación del eje.

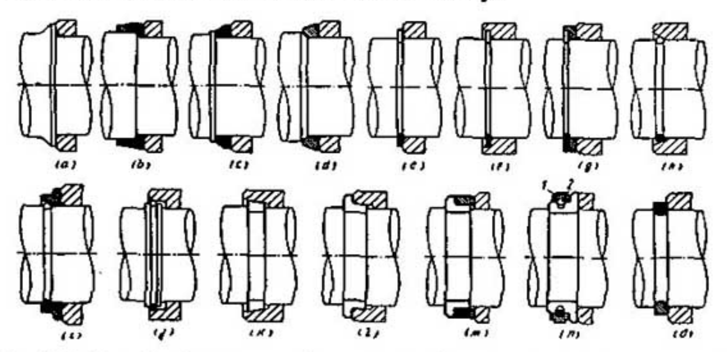



Fig. 474. Procedimientos para disminuir la altura de los ribetes y su sustitución

En la figura 474, *a—o*, se expone un resumen de los procedimientos para disminuir la altura de los ribetes y su total sustitución (para el caso de uniones inmóviles).

En las construcciones según la figura 474, *b—d*, la pieza encajada se aprieta contra la arandela intermedia apoyada en el espaldón o el ribete de altura disminuida.

Con frecuencia, los ribetes se sustituyen por retenes anulares de sección rectangular (fig. 474, *e*). La resistencia mecánica del conjunto puede elevarse colocando un anillo en el rebajo cilíndrico de

la pieza o de la arandela intermedia que previene la apertura y salida del anillo de la ranura (fig. 474, *f*, *g*).

Los retenes anulares de sección redonda que abarca la entalla cónica en la pieza o en la arandela intermedia garantizan un apoyo muy fuerte (fig. 474, *h—j*).

A veces se aplican semiaros que se hacen entrar en la ranura del árbol y se fijan con la entalla en la pieza que se aprieta (fig. 474, *k*, *l*) o con anillo abrazador (fig. 474, *m*). En la construcción según la figura 474, *n*, el anillo abrazador *1* está fijo en los semiaros, con ayuda del retén anular de muelle *2*. Esta unión se desmonta a mano, desplazando el anillo en sentido axial.

En la construcción según la figura 474, *o*, el ribete se ha formado por el troquelado del aro de metal plástico en la ranura del árbol. El troquelado se realiza en máquinas de recalcar rotativas; después del troquelado el aro se mecaniza junto con el árbol.

Cabe señalar que todos los tipos de ajustes de los anillos de tope en las ranuras debilitan el árbol y no se aconsejan para las uniones sometidas a altas cargas cíclicas. En algunos casos, puede liquidarse el debilitamiento engrosando el árbol en el sector de disposición de la ranura (fig. 474, *j*).

### 15.0.32 Chaflanes y redondeos

Como regla general, todos los ángulos exteriores de las piezas deben ir dotados de chaflanes (tabla 38), los ángulos interiores, de redondeos (tabla 39).

Habitualmente, los chaflanes se hacen bajo un ángulo de 45°. El cateto *c* del chaflán para las piezas cilíndricas de designación general puede determinarse de la correlación $c = 0{,}1\sqrt{D}$, donde $D$ es el diámetro del cilindro. Los valores de *c* obtenidos de esta expresión se redondean hasta las magnitudes estandartizadas: $c = 0{,}2$; 0,5; 0,8; 1, 1,2; 1,5; 1,8; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 5.

En las superficies libres, no conjugadas, el chaflán se hace de 0,1—0,2 mm. A diferencia de los chaflanes constructivos, éstos no se rotulan en el dibujo industrial, sino que se indican en el margen de éstos o en los requerimientos técnicos con un rótulo del tipo «embotar los bordes agudos». La necesidad de embotar los bordes agudos se indica con frecuencia en las especificaciones de fabricación del producto. En éstas se mencionan las dimensiones y las oscilaciones admisibles de las dimensiones de tales chaflanes.

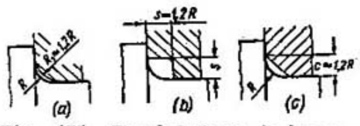



Fig. 475. Recubrimiento de los redondeos

En la figura 475 se muestran procedimientos para recubrir los redondeos. Se aplica el recubrimiento con redondeo de mayor radio que el redondeo del árbol (fig. 475, *a*), con rebajo (fig. 475, *b*) y con chaflán (fig. 475, *c*). El último procedimiento es más sencillo y el más conveniente desde el punto de vista tecnológico.

*Tabla 38*

## Chaflanes

| Construcción | | Esfera de aplicación | Designación de los chaflanes |
|---|---|---|---|
| incorrecta | correcta | | |
| | | Todas las piezas que se tratan mecánicamente | Evitar trauma en las manos. Preservar las superficies exactas de las huellas producidas por golpes casuales |
| | | | Simplificar el montaje |
| | | Uniones a presión | Simplificar el enmangado |

*Continuación*

| Construcción | | Esfera de aplicación | Designación de los chaflanes |
|---|---|---|---|
| incorrecta | correcta | | |
| | | Enmangado en piezas de metales blandos | Evitar el desgarramiento del metal en los bordes de los agujeros |
| | | Uniones inmóviles | Disminución de las presiones de borde |
| | | Cojinetes de contacto plano y otras uniones móviles | |

| Construcción incorrecta | Construcción correcta | Esfera de aplicación | Designación de los chaflanes |
|---|---|---|---|
| | 2×45° por el contorno | Dientes de los engranajes; piezas que trabajan a carga de contacto | Evitar la concentración de cargas en los bordes |
| | | Piezas moleteadas | Mejorar el aspecto exterior |

| Construcción incorrecta | Construcción correcta | Construcción incorrecta | Construcción correcta | Esfera de aplicación | Designación de los chaflanes |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | | Uniones roscadas | Simplificar el enroscamiento de las tuercas y de los vástagos roscados |

*Continuación*

| Construcción | | Construcción | | Esfera de aplicación | Designación de los chaflanes |
|---|---|---|---|---|---|
| incorrecta | correcta | incorrecta | correcta | | |
| | 120° | | 120° | Uniones roscadas | Simplificar la introducción de la llave |
| | 120° D | | D | | Creación de superficie de apoyo anular (de diámetro $D$). Prevención del contacto puntual en la superficie de apoyo |

## Redondeos

| Construcción incorrecta | Construcción correcta | Esfera de aplicación | Designación de los redondeos |
|---|---|---|---|
| | | Piezas que se someten a tratamiento térmico | Prevención del recalentamiento y de la descarburización de los bordes. Disminución de las tensiones de temple en los sectores de transiciones |
| | | Piezas que se someten a tratamiento químico-térmico y a la saturación por difusión térmica | Saturación uniforme de la capa superficial por los elementos introducidos |
| | | Piezas que se someten a recubrimientos galvánicos | Prevención de las oscilaciones locales de la densidad de corriente; sedimentación uniforme de la capa de metal |
| | | Piezas que se recubren con barnices, pinturas y películas polímeras | Recubrimiento uniforme. Aumento de la longevidad del recubrimiento |

| Construcción | | Esfera de aplicación | Designación de los redondeos |
|---|---|---|---|
| incorrecta | correcta | | |
| | | Piezas de fundición | Cristalización uniforme del metal al enfriarse la pieza fundida. Disminución de las tensiones de contracción |
| | | Piezas estampadas | Mejoramiento del flujo del metal y llenado de los ángulos entrantes de los surcos de la matriz |
| | | Piezas estampadas de chapa | Mejoramiento del flujo del metal. Prevención de las roturas en los sectores de transiciones |
| | | Recipientes | Eliminación de focos de corrosión en los ángulos entrantes. Aligeramiento del lavado |
| | | Piezas que se someten a la erosión en caliente | Prevención del recalentamiento y quemado de los bordes |
| | | Nervios dispersadores de calor | Mejoramiento de la transferencia calórica del cuerpo de la pieza a los nervios |

| Construcción | | Construcción | | Construcción | | Esfera de aplicación | Designación de los redondeos |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| incorrecta | correcta | incorrecta | correcta | incorrecta | correcta | | |
| | | | | | | Todas las piezas cargadas | Aumento de la resistencia estática y cíclica en los sectores de transición |
| | | | | | | Las piezas que trabajan en condiciones de carga de contacto | Disminución de las presiones de borde |
| | | | | | | Las piezas que se someten a tratamiento mecánico | Aumento de la durabilidad de las aristas cortantes de la herramienta |

| Construcción | | Esfera de aplicación | Designación de los redondeos |
|---|---|---|---|
| incorrecta | correcta | | |
| | Pulir por el contorno | Piezas decorativas | Mejoramiento del aspecto exterior. Aligeramiento del pulido |
| | Pulir por el contorno<br>Pulir por el contorno | Piezas de mando manual | Prevención de traumas en las manos, aligeramiento de la manipulación. Aligeramiento de pulido |

# Apéndice

## Conversión de los números de dureza

HB

HRA (cono de diamante) P = 60 kgf

HRC (cono de diamante) P = 150 kgf

$HR_{30N}$ (cono de diamante) P = 30 kgf

HV (pirámide de diamante)

HSh (martillete de acero de 2,5 g; altura de caída 254 mm)

HRB (bola ⌀ 1,588) P = 100 kgf

$HR_{30T}$ (bola ⌀ 1,588) P = 30 kgf

Diámetro de la huella (mm) a una carga P kgf = $30 D^2_{bola}$ mm

Diámetro de la huella (mm) a una carga P kgf = $10 D^2_{bola}$ mm

Diámetro de la huella (mm) a una carga P kgf = $2{,}5 D^2_{bola}$ mm

HB: 900, 880, 860, 840, 820, 800, 780, 760, 740, 720, 700, 680, 660, 640, 620, 600, 580, 560, 540, 520, 500, 480, 460, 440, 420, 400, 380, 360, 340, 320, 300, 280, 260, 240, 220, 200, 180, 160, 140, 120, 100, 80, 60, 40, 20, 0

# Indice

A NUESTROS LECTORES:

«Mir» edita libros soviéticos traducidos al español, inglés, francés, árabe y a otros idiomas. Entre ellos figuran las mejores obras de las distintas ramas de la ciencia y la técnica; manuales para los centros de enseñanza superior y escuelas tecnológicas; literatura sobre ciencias naturales y médicas. También se incluyen monografías, libros de divulgación científica y ciencia ficción.

Dirijan sus opiniones a Editorial «Mir», I Rizhski per. 2, 129820, GSP 1-110, Moscú, URSS.

«MIR» PUBLICA:

Ivanov-Smolenski A.

MÁQUINAS ELÉCTRICAS

En tres tomos

Tomo I

En este manual la exposición del material es muy característica para la escuela electromecánica moscovita, o sea, tratándose de los transformadores, máquinas eléctricas asincrónicas, máquinas eléctricas sincrónicas, máquinas de corriente continua, máquinas de colector y de válvula de corriente alterna.

En el primer tomo se estudian los transformadores con carga y al vacío. Se analizan los problemas generales de la teoría de las máquinas eléctricas: los procesos electromecánicos y los principales esquemas constructivos posibles.

El presente trabajo está destinado a los estudiantes de las especialidades electromecánicas y energéticas de los centros de enseñanza superior, también puede ser útil a los ingenieros de especialidades electrotécnicas.

Ivanov-Smolenski A.

# MÁQUINAS ELÉCTRICAS

En tres tomos

Tomo 2

El segundo tomo está dedicado a las construcciones de máquinas eléctricas: se examinan las partes activas y constructivas de las máquinas, los requerimientos técnicos de éstas, los métodos del cálculo calorífico, hidraulico y mecánico de las partes integrantes de las máquinas eléctricas.

Ivanov-Smolenski A.

# MÁQUINAS ELÉCTRICAS

En tres tomos

Tomo 3

En el tercer tomo se estudian detalladamente las máquinas de corriente continua y las máquinas de colector de corriente alterna, así como procesos transitorios de las máquinas eléctricas.